



**Francisco Manuel  
Ventura Santos Silva**

**Modelação e simulação da deposição de gelo em  
evaporadores de sistemas de refrigeração**





**Francisco Manuel  
Ventura Santos Silva**

**Modelação e simulação da deposição de gelo em  
evaporadores de sistemas de refrigeração**

Dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação científica do Doutor Vítor António Ferreira da Costa, Professor Catedrático do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro



## **O júri / The jury**

Presidente / President

Prof. Doutor Fernando José Neto da Silva  
Professor auxiliar, Universidade de Aveiro

Vogais / Committee

Prof. Doutor Francisco Avelino da Silva Freitas  
Professor auxiliar, Universidade de Aveiro (Arguente principal)

Prof. Doutor Vítor António Ferreira da Costa  
Professor Catedrático, Universidade de Aveiro (Orientador)



## **Agradecimentos**

Um obrigado...

Ao professor Vítor Costa pela disponibilidade

Ao António João e à Ana Breda pela paciência e atenção

Aos meus amigos e amigas por assim o serem

À Joana pelo carinho e apoio

À minha família pela partilha

Aos meus avós, Helena e Albino pela humildade e guia

À Marta e à Margarida pelo amor tangível

Ao meu querido Pai e à minha querida Mãe pelo orgulho, amor e por tudo o que sou.





## Palavras-chave

Deposição de gelo, Sistemas de refrigeração, Evaporador, Descongelamento, Modelação, Simulação

## Resumo

O presente trabalho surge num contexto tecnológico onde a eficiência energética assume um papel de máxima pertinência. O desenvolvimento de sistemas de refrigeração tem procurado construir máquinas mais pequenas e mais eficientes. O uso de sistemas de arrefecimento tem vindo a aumentar e a redução dos gastos energéticos associados tem um impacto económico substancial.

A deposição de *frost* provoca um isolamento térmico e aumenta o consumo de energia e, como tal, este tem de ser removido a partir de processos de descongelamento.

Este estudo procura compreender melhor a dinâmica de deposição de *frost* numa superfície plana e num evaporador tubular alhetado, através do desenvolvimento de um modelo computacional, implementado em *Matlab*.

O modelo numérico desenvolvido foi validado por comparação com resultados de diversos autores. As previsões obtidas possuem um erro inferior a 10%, e permitem prever a frequência ideal de descongelamento de um evaporador em funcionamento.

Além disso, este estudo permite analisar o impacto de cada variável (análise paramétrica) de um sistema térmico, como é o caso da temperatura da superfície, da velocidade do ar ou da humidade relativa no espaço refrigerado.



**Keywords**

Ice deposition, Refrigeration systems, Evaporator, Thawing, Modeling, Simulation

**Abstract**

The present work appears in a context of time in which energy efficiency plays a major role in the technological world. The development of refrigeration systems has pursued to build smaller and more efficient machines. The use of cooling systems has increased over time and its energy loss reduction has a strong impact in its economy.

The frost deposition onto a system creates a thermal insulation which increases its energy consumption. Thus the frost has to be removed through a defrosting process.

This study achieves to better understand the frost deposition dynamic on a flat surface and on a fin-tube evaporator. To do so a numerical model was developed and implemented using *Matlab*.

This model was validated by comparing its outcome with results from different authors. The obtained predictions contain an error smaller than 10% and allow to predict the evaporators ideal defrosting frequency.

Also this work evaluates the impact of each refrigeration systems variable (parametric analysis), as the surface temperature, the air speed or the air humidity in the cooled environment.



## Índice

Capítulo 1: Introdução	1
1.1. Objetivos	1
1.2. Motivação	1
1.3. Abordagem	2
Capítulo 2: Contextualização, e estado da arte	3
2.1. <i>Frost</i>	3
2.2. Deposição de <i>frost</i> em superfícies frias	3
2.3. Deposição de <i>frost</i> em evaporadores	6
2.3.1. Evaporador seco	6
2.3.2. Evaporador inundado	6
2.3.3. Configuração de um evaporador fluido-ar	8
2.3.4. Processo de deposição de <i>frost</i> num evaporador	10
2.4. Relevância do conhecimento da evolução da formação de <i>frost</i> em evaporadores	11
2.5. Revisão bibliográfica	11
Capítulo 3: Formulação base	17
3.1 Hipóteses de base	17
3.2 Propriedades termofísicas do sistema	17
3.2.1 Massa volúmica do <i>frost</i>	17
3.2.2 Condutividade térmica do <i>frost</i> e do ar	19
3.2.3 Número de Lewis	20
3.2.4 Pressão de saturação	21
3.2.5 Humidade	22
3.2.6 Calor latente de sublimação	22
3.2.7 Calor específico	23
3.3 Equações gerais	23
3.3.1 Número de <i>Reynolds</i>	23
3.3.2 Número de <i>Prandtl</i>	23
3.3.3 Número de <i>Nusselt</i>	23
3.4 Condições de fronteira	24
Capítulo 4: Deposição e acumulação de <i>frost</i> sobre uma placa plana	25
4.1. Desenvolvimento do modelo de deposição de <i>frost</i>	25
4.1.1. Modelos anteriores	25
4.1.2 Análise do escoamento	26
4.1.3 Coeficientes de transferência de calor e de massa por convecção	27
4.1.4 Fluxos mássico e térmico	27
4.1.5 Evolução da temperatura na superfície da camada de <i>frost</i>	28
4.1.6 Taxa de crescimento da camada de <i>frost</i>	29
4.2 Implementação e validação do modelo	29
4.3 Análise, discussão e validação dos resultados	31

4.3.1 Temperatura superficial da camada de <i>frost</i>	34
4.3.2 Espessura da camada de <i>frost</i>	35
4.3.3 Massa volúmica da camada de <i>frost</i>	36
4.3.4 Fluxo mássico na camada de <i>frost</i>	38
4.3.5 Fluxo térmico na camada de <i>frost</i>	39
4.3.6 Influência das várias grandezas na deposição de <i>frost</i>	39
Capítulo 5: Deposição de <i>frost</i> sobre um evaporador tubular com alhetas planas	43
5.1 Desenvolvimento do modelo de deposição de <i>frost</i>	43
5.1.1 Configuração do evaporador	43
5.1.2 Análise do escoamento	45
5.1.3 Coeficientes de transferência de calor e de massa	47
5.1.4 Efetividade e eficiência das alhetas do evaporador	49
5.1.5 Fluxo mássico e térmico na camada de <i>frost</i>	50
5.1.6 Espessura e temperatura da superfície da camada de <i>frost</i>	50
5.2 Implementação e validação do modelo	51
5.3 Eficiência da alheta	53
5.4 Previsão da descongelação	54
5.5 Análise, discussão e validação dos resultados	56
5.5.1 Análise da temperatura superficial da camada de <i>frost</i>	60
5.5.2 Análise da espessura da camada de <i>frost</i>	60
5.5.3 Análise da massa volúmica da camada de <i>frost</i>	61
5.5.4 Análise da potência calorífica da camada de <i>frost</i>	62
5.5.5 Análise da massa da camada de <i>frost</i>	63
5.5.6 Impacto da variação das condições experimentais	64
5.5.7 Resultados complementares	67
Capítulo 6: Conclusões, e propostas para trabalhos futuros	71
Bibliografia	75

## Índice de Figuras

Figura 1 - Diagrama das mudanças de fase de uma substância. _____	3
Figura 2 - Modelo físico das trocas energéticas na camada de <i>frost</i> [8]. _____	4
Figura 3 - Temperatura em função do calor armazenado na camada de <i>frost</i> durante a mudança de fase líquido-sólido [5]. _____	4
Figura 4 - Balanço unidimensional da transferência de massa na interface da camada de <i>frost</i> [8]. _____	5
Figura 5 - Esquema e imagem de um evaporador seco (ou de expansão direta) de um frigorífico comum [16]. _____	6
Figura 6 - Esquema de um evaporador inundado alimentado por gravidade [16]. _____	7
Figura 7 - Esquema de um evaporador inundado com recirculação de líquido [16] _	7
Figura 8 - Diagrama da secção de um evaporador tubular com alhetas [13] _____	8
Figura 9 – Tipologia de alhetas: a) Alheta plana; b) Alhetas onduladas de Herringbone; c) Alhetas suavemente onduladas e) Alhetas com fenda de um lado f) alhetas com fendas de ambos os lados [18]. _____	9
Figura 10 - Representação 3D de alhetas [18]. _____	9
Figura 11 - Diagrama Temperatura-Área de um evaporador típico [19]. _____	10
Figura 12 - Representação das temperaturas na interface do evaporador durante a formação de <i>frost</i> [20]. _____	10
Figura 13 - Relação do fluxo de ar e da queda de pressão num evaporador tubular com alhetas [4, 22]. _____	11
Figura 14 - Diagrama da espessura da camada de <i>frost</i> em função da velocidade do ar [10]. _____	13
Figura 15 – Esquemas da simplificação de cada tubo e alheta [91]. _____	15
Figura 16 – Condutividade térmica do ar húmido [90]. _____	19
Figura 17 - Variação do número de Lewis em função da velocidade do ar para diferentes humidades do ar [10]. _____	20
Figura 18 - Velocidade de acumulação de <i>frost</i> e massa total de <i>frost</i> em função do número de Lewis [16]. _____	20
Figura 19 - Previsão da capacidade de refrigeração de um circuito com contracorrente de refrigerante para três números de Lewis diferentes [16]. _____	21
Figura 20 - Representação da placa placa em análise. _____	26
Figura 21 - Temperatura superficial da camada de <i>frost</i> em função do tempo (placa plana). _____	32
Figura 22 - Espessura da camada de <i>frost</i> em função do tempo (placa plana). _____	32
Figura 23 - Massa volúmica do <i>frost</i> em função do tempo (placa plana). _____	32
Figura 24 - Fluxo mássico total em função do tempo (placa plana). _____	33
Figura 25 - Fluxo de calor total, sensível e latente em função do tempo (placa plana). _____	33

Figura 26 – Comparação entre o modelo desenvolvido e os resultados de Lee et al. [55] para a temperatura superficial da camada. _____	34
Figura 27 - Comparação entre os resultados de Lee et al. [55] e de Kandula [11] para a temperatura superficial da camada. _____	35
Figura 28 - Comparação entre o modelo desenvolvido e os resultados de Lee et al. [55] para a espessura da camada. _____	35
Figura 29 - Comparação da massa volúmica prevista no modelo desenvolvido com os resultados de Lee et al. [55]. _____	36
Figura 30 - Efeito do aumento de 1°C no cálculo da massa volúmica do <i>frost</i> . _____	37
Figura 31 - Medições da massa volúmica por Yang et al. [55] e previsão do modelo de Kandula [11]. _____	37
Figura 32 - Comparação do fluxo mássico previsto pelo modelo desenvolvido com os resultados de Lee et al. [55]. _____	38
Figura 33 - Comparação entre o fluxo de calor (total, sensível e latente) previsto no modelo desenvolvido e os resultados de Lee et al. [55]. _____	39
Figura 34 - Impacto da variação da temperatura da placa no cálculo da espessura da camada de <i>frost</i> . _____	40
Figura 35 - Impacto da variação da humidade relativa do ar no cálculo da espessura da camada de <i>frost</i> . _____	40
Figura 36 - Impacto da variação da velocidade do escoamento no cálculo da espessura da camada de <i>frost</i> . _____	41
Figura 37 - Impacto da variação da velocidade do escoamento no cálculo da massa volúmica da camada de <i>frost</i> . _____	41
Figura 38 - Diagrama da simplificação proposta [91]. _____	43
Figura 39 - Simplificação de cada tubo do evaporador e respetiva área da alheta [16]. _____	44
Figura 40 - Dimensões a considerar na análise de uma matriz tubular. _____	44
Figura 41 - Diagrama do fluxo de ar que atravessa o evaporador. _____	46
Figura 42 - Variação temporal do coeficiente de transferência de massa [14]. _____	49
Figura 43 - Diagrama de um ciclo frigorífico com o sistema de descongelação por gás quente [13]. _____	54
Figura 44 - Representação das equações 5.52, 5.53 e 5.54 em função do tempo óptimo de descongelação [32]. _____	56
Figura 45 - Temperatura superficial da camada em função do tempo obtida a partir do modelo computacional desenvolvido. _____	57
Figura 46 - Espessura da camada em função do tempo obtida a partir do modelo computacional desenvolvido. _____	57
Figura 47 - Massa volúmica da camada em função do tempo obtida a partir do modelo computacional desenvolvido. _____	58
Figura 48 - Fluxo mássico do ar para a camada em função do tempo obtido a partir do modelo computacional desenvolvido. _____	58



Figura 49 - Fluxo de calor entre o ar e a camada em função do tempo obtido a partir do modelo computacional desenvolvido (original e corrigido).	59
Figura 50 - Massa de frost da camada em função do tempo obtida a partir do modelo computacional desenvolvido (original e corrigido).	59
Figura 51 - Temperatura superficial da camada em função do tempo para diferentes testes de <i>Wu et al.</i> Curva superior: $Var=4,2\text{m/s}$ , $T_{amb}=27^{\circ}\text{C}$ , $T_{evap}=-7^{\circ}\text{C}$ , $Hum=41\%$ . Curva inferior: $Var=6,1\text{m/s}$ , $T_{amb}=27^{\circ}\text{C}$ , $T_{evap}=-4,8^{\circ}\text{C}$ e $Hum=72\%$ [47].	60
Figura 52 - Comparação da espessura prevista no modelo desenvolvido com os resultados de <i>Cheng et al.</i> [39 e 40].	61
Figura 53 - Comparação da massa volúmica prevista no modelo desenvolvido com os resultados de <i>Cheng et al.</i> [39 e 40].	61
Figura 54 - Detalhe de uma secção de teste utilizada [75].	62
Figura 55 - Taxa de deposição de frost ao longo de um evaporador durante uma hora em funcionamento [16].	62
Figura 56 - Comparação entre a potência calorífica total entre o ar e a superfície da camada previsto no modelo desenvolvido (original e corrigido) e os resultados de <i>Cheng et al.</i> [39 e 40].	63
Figura 57 - Comparação da massa de <i>frost</i> prevista no modelo desenvolvido (original e corrigido) com os resultados de <i>Cheng et al.</i> [39 e 40].	64
Figura 58 - Impacto da variação da temperatura da placa no cálculo da espessura da camada de <i>frost</i> .	64
Figura 59 - Impacto da variação da humidade relativa do ar no cálculo da espessura da camada de <i>frost</i> .	65
Figura 60 - Massa volúmica do <i>frost</i> em função da massa de <i>frost</i> a temperatura constante e para diferentes valores da humidade do ar [8].	65
Figura 61 - Impacto da variação da velocidade de escoamento do ar no cálculo da espessura da camada de <i>frost</i> .	66
Figura 62 - Impacto da variação da velocidade de escoamento do ar no cálculo da massa volúmica da camada de <i>frost</i> .	66
Figura 63 - Regressão linear dos resultados experimentais do crescimento da cada de <i>frost</i> num evaporador de um frigorífico comum [32].	67
Figura 64 - Espessura da camada em função do tempo, para variações da temperatura do evaporador [6].	68
Figura 65 - Espessura da camada em função do tempo, para variações da humidade relativa do ar [6].	68
Figura 66 - Capacidade de refrigeração do evaporador ao longo do tempo para cinco medições diferentes [32].	69
Figura 67 - Capacidade de refrigeração e massa de <i>frost</i> em função do tempo com o fluido refrigerante em contracorrente [16].	70
Figura 68 - Capacidade de arrefecimento em função do tempo para um número de alhetas diferente - Modelo numérico de <i>Ribeiro e Hermes</i> [22].	70



## Índice de Tabelas

Tabela 1 - Variáveis utilizadas na experiência de [9]	5
Tabela 2 - Relação entre a diferença de temperaturas entre o ar e a superfície e a umidade relativa do ar [15]	8
Tabela 3 - Correlações do fator de tortuosidade [9]	14
Tabela 4 - Comparação dos resultados da espessura de vários autores na análise da deposição em placas planas [43]	25
Tabela 5 - Comparação dos resultados da massa volúmica de vários autores na análise da deposição em placas planas [43]	25
Tabela 6 - Comparação entre as previsões da espessura da camada de frost de vários modelos (%) [11]	26
Tabela 7 - Condições experimentais utilizadas na simulação da deposição de frost na placa plana	29
Tabela 8 - Propriedades do ar húmido no exterior da placa analisada	30
Tabela 9 - Condições iniciais da simulação da deposição de frost numa placa plana	30
Tabela 10 - Condições experimentais utilizadas na simulação da deposição de frost no evaporador	51
Tabela 11 - Características da arquitetura do evaporador em análise	52
Tabela 12 - Propriedades do ar húmido no exterior do evaporador analisado	52
Tabela 13 - Condições iniciais utilizadas na primeira iteração na análise da deposição de frost no evaporador	53



## Nomenclatura

A – Área de transferência de calor  $[m^2]$

$c_p$  – calor específico a pressão constante  $\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$

C – comprimento  $[m]$

D – Coeficiente de difusão mássica  $\left[\frac{m^2}{s}\right]$

$f_p$  – Fator de fricção  $[-]$

Fo – Número de Fourier  $[-]$

$F_{thk}$  – Espessura da alheta  $[m]$

$F_{pitch}$  – Espaçamento entre alhetas  $[m]$

$G_{max}$  – Fluxo de ar  $\left[\frac{kg}{m^2 \cdot s}\right]$

$h_a$  – coeficiente de transferência de calor por convecção do ar  $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$

$h_c$  – coeficiente de transferência de calor por convecção total  $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$

$h_{eff}$  – coeficiente efetivo de transferência de calor por convecção  $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$

$h_{latente}$  – coeficiente de transferência de calor latente do ar  $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$

$h_m$  – coeficiente de transferência de massa por convecção  $\left[\frac{kg}{m^2 \cdot s}\right]$

H – Altura  $[m]$

$i_{sv}$  – calor latente de sublimação  $\left[\frac{J}{kg}\right]$

Ja – Número de Jakob modificado  $[-]$

$k_f$  – condutividade térmica do frost  $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$

$k_{ade}$  – Condutividade térmica do ar considerando a difusão mássica e a convecção turbilhonar  $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$

L – Largura  $[m]$

Le – Número de Lewis  $[-]$

m – fluxo mássico  $\left[\frac{kg}{m^2 \cdot s}\right]$

M – Massa molar  $\left[\frac{kg}{kmol}\right]$

$L_c$  – Comprimento característico  $[m]$

P – Pressão  $[Pa]$

$P_v$  – Pressão do vapor de água  $[Pa]$

$P_{vs}$  – Pressão de saturação do vapor de água  $[Pa]$

Pr – Número de Prandtl  $[-]$

$\dot{q}$  – Taxa de calor transferido  $[W]$

$\dot{Q}_o$  – Potência frigorífica [W]

$\dot{Q}''$  – fluxo de calor  $\left[\frac{W}{m^2}\right]$

$r$  – raio [m]

$R$  – Constante particular dos gases para o vapor de água  $\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$

$Re$  – Número de Reynolds [-]

$S$  – Grau de sobressaturação do vapor de água [-]

$Sh$  – Número de Sherwood [-]

$S_l$  – Distância longitudinal entre tubos [m]

$S_t$  – Distância transversal entre tubos [m]

$t$  – tempo [s]

$T_a$  – Temperatura do ar exterior [K]

$T_m$  – Temperatura de fusão do gelo (melting temperature) [K]

$\Delta T_{ml}$  – Diferença média logarítmica de temperatura entre o refrigerante e o ar [K]

$T_s$  – Temperatura superficial da camada de *frost* [K]

$T_w$  – Temperatura da superfície fria [K]

$U$  – Coeficiente global de transferência de calor  $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$

$V$  – Velocidade  $\left[\frac{m}{s}\right]$

$x$  – espessura da camada de frost [m]

Letras gregas:

$\alpha$  – Difusividade térmica do ar  $\left[\frac{m^2}{s}\right]$

$\beta$  – Humidade relativa percentual [%]

$\delta$  – Porosidade [-]

$\varepsilon$  – Emissividade [-]

$\varepsilon$  – Efetividade [-]

$\eta$  – rendimento, ou eficiência [-]

$\lambda$  – Entalpia de mudança de fase sólido – vapor  $\left[\frac{J}{kg}\right]$

$\nu$  – viscosidade cinemática  $\left[\frac{m^2}{s}\right]$

$\xi = \frac{Re}{Re_{critico}}$  [-]

$\rho$  – Massa volúmica  $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

$\sigma$  – Constante de Stefan – Boltzmann  $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K^4}\right]$

$\tau$  – Tortuosidade [-]

$\emptyset_i$  – Diâmetro interior [m]

$\emptyset_o$  – Diâmetro exterior [m]

$\omega$  – Humidade absoluta em base seca  $\left[ \frac{\text{kg}_{\text{vapor de água}}}{\text{kg}_{\text{ar seco}}} \right]$

$\omega_a$  – humidade absoluta do ar  $\left[ \frac{\text{kg}_{\text{vapor de água}}}{\text{kg}_{\text{ar seco}}} \right]$

$\omega_o$  – humidade absoluta na superfície do evaporador  $\left[ \frac{\text{kg}_{\text{vapor de água}}}{\text{kg}_{\text{ar seco}}} \right]$

$\omega_s$  – humidade absoluta na superfície da camada de *frost*  $\left[ \frac{\text{kg}_{\text{vapor de água}}}{\text{kg}_{\text{ar seco}}} \right]$





# Capítulo 1: Introdução

## 1.1. Objetivos

Esta dissertação tem o propósito de apresentar a dinâmica de formação e deposição de gelo sobre superfícies frias sujeitas a um escoamento de ar húmido. Este processo será aprofundado de modo a ser construído um modelo computacional capaz de simular a formação de gelo.

Em primeiro lugar, pretende-se desenvolver um modelo que descreva a acumulação de gelo numa superfície plana, e de seguida um modelo que se aplica a evaporadores tubulares com alhetas. Ambos os modelos serão implementados e posteriormente validados, por comparação com resultados teóricos ou experimentais de outros autores. Pretende-se que estes modelos resultem numa descrição detalhada da evolução temporal das grandezas associadas à dinâmica de deposição de gelo - como é o caso da temperatura da camada de gelo ou da quantidade de gelo acumulada. Espera-se que os resultados de cada simulação sejam análogos aos resultados obtidos experimentalmente.

Por outro lado, será possível calcular todas as propriedades do sistema, como, por exemplo, a massa volúmica ou a condutividade térmica da camada de gelo. Também se espera obter informação acerca do fluxo mássico e térmico ao longo da camada. Por outro lado, será possível observar as variações térmicas e calcular a transferência de calor ao longo do sistema.

No final deste estudo será analisado o impacto do crescimento da camada de gelo, da subida de temperatura, ou da variação da humidade do ar.

No âmbito deste trabalho espera-se também calcular o desempenho do sistema ao longo do tempo, para se determinar quando é que se deve proceder à sua descongelação.

## 1.2. Motivação

O uso eficiente de recursos energéticos é fundamental na sociedade moderna, pelo que a redução dos custos associados a produzir, distribuir e consumir energia é um desafio contínuo. A refrigeração é responsável por elevados consumos de energia a nível global; neste contexto, há cada vez mais pressão social e política para que os fornecedores desenvolvam produtos mais eficientes. Por exemplo, na União Europeia estima-se que o consumo energético destinado ao arrefecimento aumente 72% nos próximos 15 anos. Já nos EUA, 87% dos edifícios têm ar condicionado, e o consumo de energia em sistemas de ar condicionado tende a duplicar até 2050 [1]. Estudos mais recentes da *Comissão Europeia* apontam para que haja o dobro dos frigoríficos e aparelhos de ar condicionado até 2030, à escala Europeia, isto ao mesmo tempo que se deseja que os edifícios produzam zero emissões de CO<sub>2</sub> até 2050 [2].

Num dos seus comunicados para a estratégia futura em relação ao aquecimento e arrefecimento, a *Comissão Europeia* refere que, em certas infra-estruturas, os gastos energéticos com arrefecimento são cruciais. Um bom exemplo é o caso dos supermercados, onde 40% da fatura energética se deve ao arrefecimento e no caso dos *Data-Centers* estes valores variam entre 25 e 60% do gasto total em energia [3].

Dado que a quantidade de sistemas de refrigeração tende a aumentar, e que a procura de sistemas mais eficientes é uma realidade, este trabalho visa colaborar com mais e melhor informação sobre o funcionamento deste tipo de sistemas.

No caso de sistemas de refrigeração domésticos e industriais, este objetivo pode ser cumprido conseguindo obter uma melhor compreensão dos processos inerentes a um dos componentes do sistema – o evaporador [4]. Neste contexto, a acumulação de gelo na superfície de evaporadores assume uma importância crucial do ponto de vista ambiental e económico, uma vez que é uma das causas do aumento do consumo energético, qualquer que seja o sistema de refrigeração.

O gelo forma-se em qualquer superfície mantida à pressão atmosférica e que se encontre a temperaturas abaixo de 0°C. Esta formação e deposição de gelo pode ser natural, como quando ocorre em lagos, oceanos ou florestas, mas também pode ocorrer por geração mecânica, como é o caso da conserva de alimentos, por exemplo.

A refrigeração de alimentos e de espaços é feita com recurso a permutadores de calor, e a formação de gelo na sua superfície é sempre prejudicial. A maioria das pessoas está familiarizada com a formação de gelo nos frigoríficos que se utilizam nas habitações, principalmente quando se vive em locais mais húmidos. O mesmo ocorre na indústria, onde qualquer evaporador de um

sistema de refrigeração que funcione abaixo de 0°C irá acumular gelo à superfície. O gelo agrega partículas de ar no seu interior que o transformam num isolante térmico. Por isso, tem sempre de ser removido por um processo de descongelação, para que não acarrete graves prejuízos económicos e funcionais ao sistema.

É neste contexto que se realça a importância de compreender e quantificar as transformações que ocorrem na superfície de um evaporador, para que as mesmas possam vir a ser modeladas, simuladas e previstas.

### **1.3. Abordagem**

A forma como se vai abordar o problema consiste, em primeiro lugar, na construção de um modelo da deposição de gelo numa placa plana. Em segundo lugar será desenvolvido outro modelo com um nível de complexidade superior, tendo como propósito modelar a deposição de gelo num evaporador tubular com alhetas. A implementação dos modelos permitirá simular o processo de formação e deposição de gelo em superfícies frias.

Para além disso, serão calculadas diversas propriedades subjacentes mas necessárias, como a massa volúmica e a condutividade térmica da camada de gelo formada. Também será analisada a evolução da potência frigorífica envolvida e da temperatura superficial da camada de gelo.

No final, será possível ter uma previsão do processo de formação e deposição de gelo. Os resultados são comparados com outros modelos numéricos ou com resultados experimentais presentes na literatura. Deste modo, os modelos computacionais implementados serão sempre validados por comparação a resultados existentes na literatura.

## Capítulo 2: Contextualização, e estado da arte

### 2.1. Frost

O *frost* é a cobertura ou deposição específica de gelo que se forma num ambiente húmido em condições de congelação, ou seja, quando a temperatura do ar está abaixo da temperatura de fusão da água.

A formação de gelo sobre uma superfície ocorre quando água em estado líquido se encontra num ambiente húmido a uma temperatura abaixo da sua temperatura de fusão. Neste caso, forma-se uma camada compacta, com um aspecto brilhante, opaca ou cristalina, de gelo.

Por outro lado, numa situação em que a superfície ou o ar estão suficientemente frios para que se forme gelo, sem passar pela fase líquida, forma-se uma camada de *frost*. A principal diferença entre a formação de gelo e de *frost*, numa superfície, prende-se com o facto de que os cristais de *frost* se formam diretamente a partir de um processo rápido de sublimação inversa do vapor de água presente no ar húmido. Neste processo, o ar deve estar húmido; no entanto, se estiver demasiado húmido ocorre a condensação da água e, em vez de *frost*, forma-se gelo.

O *frost* é constituído por um conjunto frágil de cristais de gelo interligados entre si. O tamanho dos cristais depende da temperatura e da quantidade de vapor de água existente no ar [5].

O principal objectivo desta dissertação é analisar a formação e deposição de *frost* em diferentes superfícies, e muito especificamente em superfícies planas e em evaporadores tubulares alhetados.

### 2.2. Deposição de *frost* em superfícies frias

A deposição de *frost* é um processo que traduz a passagem de uma substância do estado de vapor para o estado sólido sem passar pelo estado líquido, por vezes referida como a sublimação inversa ou deposição.

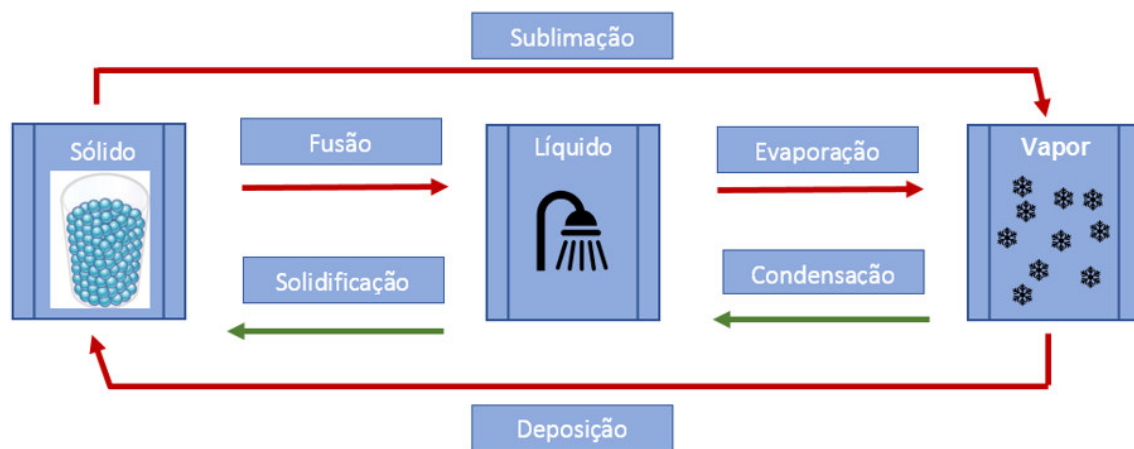


Figura 1- Diagrama das mudanças de fase de uma substância.

Com efeito, o facto de o sistema estar a uma temperatura inferior à de congelação da água (0°C) provoca uma mudança de fase no vapor presente no ar. Este choque é intenso e as partículas passam subitamente do estado de vapor para o estado sólido. Já no estado sólido vão-se acumulando sobre a superfície fria, e normalmente dão origem a uma camada de espessura mais ou menos uniforme [6].

Quando as partículas de água atingem a superfície podem cobrir a camada já existente e, por consequência, aumentar a sua espessura, ou, por outro lado, podem difundir-se ao longo da camada e densificar a *frost* existente. À medida que a massa volúmica da camada de *frost* aumenta, o seu poder de isolamento térmico também cresce. Assim, gera-se uma resistência térmica adicional crescente e a taxa de transferência de calor, a partir do exterior diminui [7]. Este processo é atualmente aceite e validado em várias publicações, como a de Na e Webb [8]. Na

passagem das partículas para o interior da camada, ocorre uma transferência de energia sob a forma de calor latente e sensível.

O calor sensível é o calor transferido quando a temperatura de qualquer substância se altera. Por outro lado, o calor latente representa a energia associada à mudança de fase do vapor de água. Neste caso, o calor latente absorvido pela camada de *frost* traduz a solidificação da água presente no vapor húmido a temperatura constante. Esta mudança ocorre quer à superfície quer no interior da camada, e tanto o calor sensível como o calor latente acabam por se dissipar por condução através da camada [8]. Esta passagem traduz-se no aumento de cristais de gelo, segundo uma dinâmica que pode ser observada na Figura 2. Para além disso, em paralelo com a transferência de calor, há uma transferência de massa.



Figura 2 - Modelo físico das trocas energéticas na camada de frost [8].

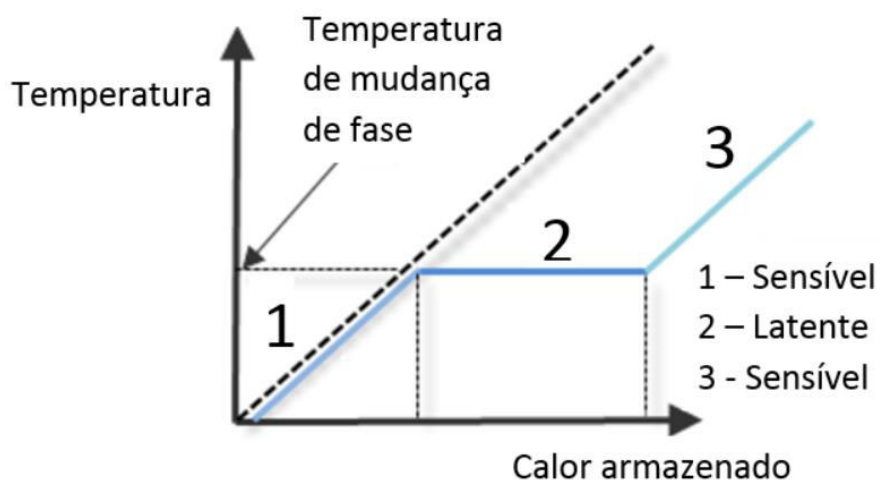


Figura 3 - Temperatura em função do calor armazenado na camada de frost durante a mudança de fase líquido-sólido [5].

A transferência de massa da corrente de ar para a camada de *frost* existente é a principal razão do crescimento da espessura da camada de *frost*. Outros factores com influência no aumento da camada de *frost*, são a difusividade mássica e a condutividade térmica do *frost* [8].

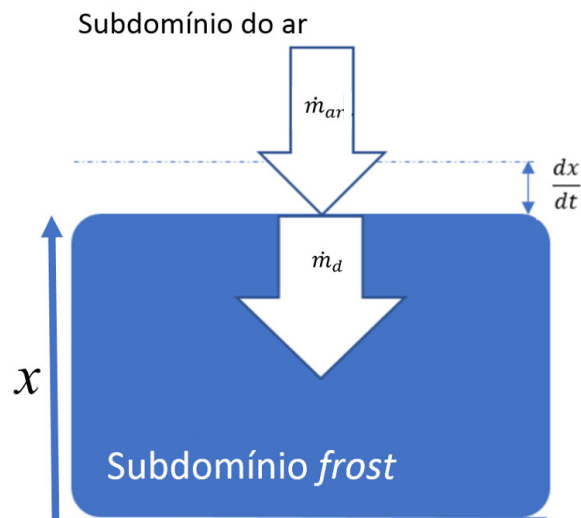


Figura 4 - Balanço unidimensional da transferência de massa na interface da camada de frost [8].

Na interface entre o ar e o *frost* o vapor de água poderá estar saturado ou sobresaturado para os cristais de gelo crescerem [9]. “O conceito de sobresaturação, relacionado com a condensação de vapor de água no ar, é conhecido e aceite nos campos da termodinâmica, química e meteorologia. Por exemplo, quando expandido numa turbina, o vapor de água condensa a uma temperatura inferior à sua temperatura de saturação” [9].

No entanto, antes de 2003 [9] toda a investigação assumiu que na superfície da camada de *frost* o vapor de água estaria saturado. Isto faria com que a transferência de massa fosse sobrestimada. Na e Webb [10] fizeram uma investigação detalhada e comprovaram que considerar o vapor de água saturado na superfície da camada não é completamente correto. Conseguiram provar isso através de experiências e análises teóricas presentes em [9]. Iremos retomar esta análise no próximo capítulo, e ao longo da dissertação. A título de curiosidade apresentam-se a seguir os valores utilizados pelos autores [9].

Tabela 1- Variáveis utilizadas na experiência de [9].

Variáveis	Símbolos	Valores
Porosidade [-]	$\delta$	0-1
Massa volúmica do ar [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]	$\rho_a$	1,58-1,2
Humidade $\left[ \frac{\text{kg}_{\text{vapor de água}}}{\text{kg}_{\text{ar seco}}} \right]$	$\omega_a$	0,0037
	$\omega_s$	$6,3 \times 10^{-4}$
	$\omega_o$	$2,4 \times 10^{-5}$
Número de Lewis [-]	$Le$	0,89
Coeficiente de transferência de calor por convecção [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ]	$h_c$	150
Coeficiente de transferência de massa por convecção [ $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ ]	$h_m$	0,14

Existem elevados efeitos nefastos devidos à acumulação de *frost* sobre superfícies frias. Este problema observa-se em situações muito diversas como no caso da indústria de ar condicionado, de fluidos criogénicos, meteorologia, ou na indústria aeroespacial. Por exemplo, a camada de *frost* que se acumula nas asas de aviões provoca arrasto, e tem de ser constantemente removida. Outro exemplo é a destruição que causa quando se acumula na superfície dos reservatórios de

combustível de veículos e naves espaciais [11]. Para a limpeza destas superfícies são geralmente utilizados solventes à base de petróleo com custos muito altos [12].

A deposição de *frost* em superfícies frias tem merecido muita atenção e investigação. Como tal, ao longo deste trabalho, como já foi dado a entender, será dada ênfase à deposição de *frost* em superfícies planas e em evaporadores de sistemas de refrigeração.

### 2.3. Deposição de *frost* em evaporadores

Em qualquer processo de refrigeração o objectivo é retirar calor de um lugar a temperatura mais baixa e transferi-lo para outro lugar a temperatura mais elevada. Este tipo de processo pode ocorrer num sistema frigorífico ou numa bomba de calor, dependendo do objectivo. No entanto, ambos os sistemas possuem um evaporador que absorve calor, um compressor que força o movimento do fluido, e um condensador que rejeita calor [13].

O evaporador é o componente que promove a absorção de calor de uma fonte térmica a temperatura mais baixa. Normalmente, esta transferência de calor é composta por três processos: convecção entre o ar e as alhetas, condução ao longo das alhetas e convecção entre o tubo e o fluido refrigerante que circula no seu interior. Normalmente no evaporador circula um fluido refrigerante a temperatura baixa que força a transferência de calor a partir do ambiente exterior. O evaporador promove a passagem do fluido refrigerante do estado líquido para o estado de vapor, quando recebe calor do meio circundante.

Os evaporadores podem ser classificados quanto ao sistema de alimentação e quanto ao fluido a arrefecer. Quanto ao sistema de alimentação, os evaporadores podem ser classificados em secos (ou de expansão direta) ou inundados.

#### 2.3.1. Evaporador seco

No evaporador seco o refrigerante acaba por se dividir ao longo do evaporador, sendo que numa parte existe vapor sobreaquecido e na outra parte encontra-se uma mistura saturada (líquido + vapor). Este evaporador é utilizado em instalações de pequena capacidade. Habitualmente, o seu funcionamento inicia-se com a entrada de uma mistura constituída por 65% de líquido e 35% de vapor no evaporador. À medida que a mistura atravessa o evaporador, parte do líquido passa a vapor devido ao aquecimento promovido pelo meio exterior. A dada altura o fluido já está todo como vapor saturado. A partir daí, se lhe for adicionado mais calor a sua temperatura sobe (vapor sobreaquecido) mas se, pelo contrário, for removido calor, volta ao estado líquido.

Este é o ponto mais importante no evaporador porque todo o líquido deve ser vaporizado ao máximo, o mais perto possível do fim do evaporador. Se isto acontecer, a eficiência aumenta e não há o risco de o fluido voltar ao compressor no estado líquido.

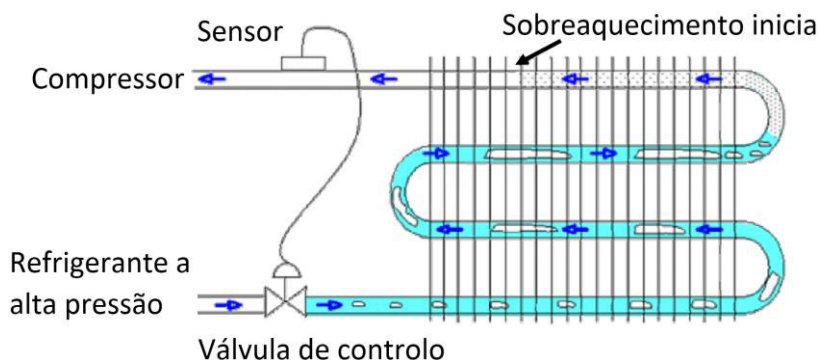


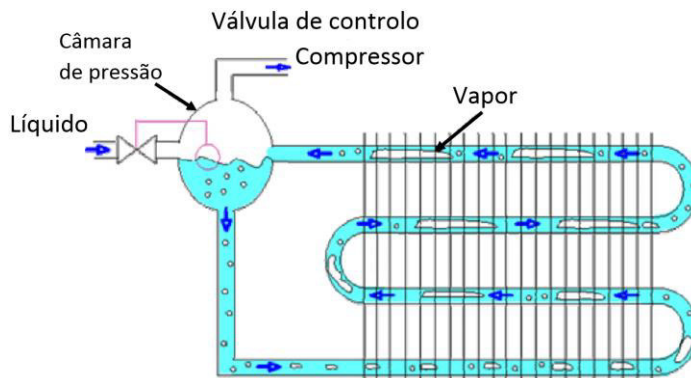
Figura 5 - Esquema de um evaporador seco (ou de expansão direta) de um frigorífico comum [16].

#### 2.3.2. Evaporador inundado

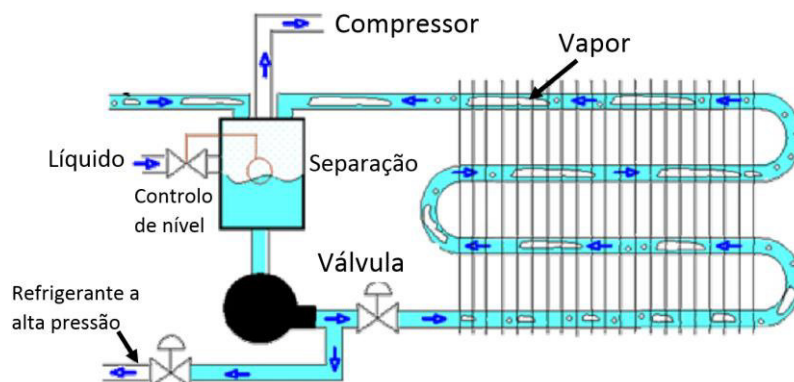
No caso do evaporador inundado, o líquido atravessa primeiro uma válvula com bóia e depois segue para o evaporador onde parte do fluido evapora, devido ao aquecimento. Deste modo, gera-se uma mistura bifásica líquido-vapor que no fim do evaporador é dividida. Neste ponto, o refrigerante no estado líquido retorna ao evaporador enquanto o restante é aspirado pelo compressor no estado de vapor saturado. A constante presença de líquido no evaporador

aumenta a transferência de calor e aumenta a eficiência do equipamento. Este tipo de evaporador não é utilizado com fluidos halogenados mas é muito utilizado com amónia. Funciona com grandes quantidades de fluido refrigerante e possui custos iniciais mais elevados.

Para além disso, a alimentação dos evaporadores inundados divide-se em alimentação por gravidade ou recirculação de líquido. Na alimentação por gravidade, a separação da mistura é assegurada pelo próprio peso do fluido. Por outro lado, na recirculação de líquido há um bombeamento exterior do refrigerante no estado líquido que obriga a que o líquido que se evapora esteja sempre abaixo do líquido que está a ser adicionado.



*Figura 6 - Esquema de um evaporador inundado alimentado por gravidade [16].*



*Figura 7 - Esquema de um evaporador inundado com recirculação de líquido [16].*

Os evaporadores também podem ser classificados em relação ao fluido que se pretende arrefecer:

- Evaporador fluido-ar
- Evaporador fluido-líquido
- Evaporador de contacto

Nesta dissertação será estudado um evaporador fluido-ar, que tem como objectivo arrefecer o ar de um ambiente fechado por convecção natural ou forçada.

A convecção natural é muito pouco usada dada a sua baixa eficácia. Como a taxa de transferência de calor é baixa, o evaporador necessita de ter grandes dimensões. Por outro lado, o evaporador fluido-ar com convecção forçada é comumente utilizado em câmaras frigoríficas ou túneis de congelação.

Alguns destes sistemas possuem um método de aspersão de glicol ou salmoura para aumentar o coeficiente de desempenho do equipamento. Os evaporadores fluido-ar comuns que são abordados neste estudo não recebem este líquido extra durante o seu funcionamento, e denominam-se evaporadores secos. As principais variáveis para definir um evaporador fluido-ar são:



- Área da face ( $\text{altura} \times \text{largura}$ )
- Quantidade de alhetas por unidade de comprimento (refrigeração industrial: 2 a 5 por cm; ar condicionado: 5 a 6 por cm)
- Profundidade da serpentina (comprimento do evaporador)
- Velocidade do ar (depende do objectivo do sistema)
- Temperatura do refrigerante

A temperatura do refrigerante é seleccionada mediante a humidade desejada no espaço a arrefecer. Como se observa na Tabela 2, que segue os critérios estabelecidos, a diferença entre a temperatura ambiente ( $T_a$ ) e a temperatura da superfície fria ( $T_w$ ) define normalmente um intervalo de humidades relativas no interior da câmara.

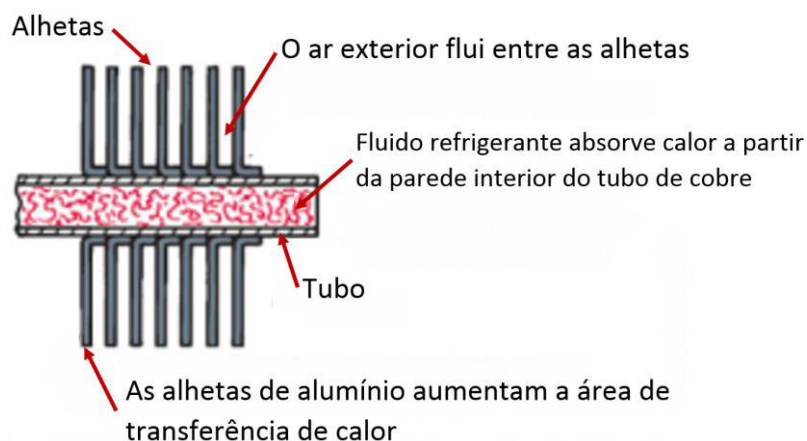
*Tabela 2 - Relação entre a diferença de temperaturas entre o ar e a superfície e a humidade relativa do ar [15].*

HUMIDADE RELATIVA	[%]	70 a 75	76 a 80	81 a 85	86 a 90	91 a 95
VARIAÇÃO DE TEMPERATURA	$T = T_a - T_w$ [C°]	10,0 a 9,0	9,0 a 8,0	8,0 a 6,5	6,5 a 5,5	5,5 a 4,0

### 2.3.3. Configuração de um evaporador fluido-ar

Os primeiros evaporadores para arrefecer ar funcionavam por convecção natural e eram constituídos somente por uma estrutura tubular. A indústria sempre tendeu para reduzir o tamanho dos evaporadores e aumentar a sua eficiência. Uma das razões para esta redução de espaço é o facto de que, com o aumento do comprimento dos tubos, há um aumento da queda de pressão e o sistema perde eficácia e eficiência. De facto, a queda de pressão pode ser um problema cuja solução, por vezes, consiste em colocar dois evaporadores a funcionar em paralelo.

Com a evolução tecnológica surge outra forma de intensificar a transferência de calor a partir da colocação de alhetas perpendiculares aos tubos. Estas aumentam a área de transferência térmica e, consequentemente, a eficiência do sistema [13]. Na Figura 8 observa-se um diagrama simples de uma secção de um evaporador com alhetas.



*Figura 8 - Diagrama da secção de um evaporador tubular com alhetas [13].*

As alhetas podem ser soldadas para aumentar a transferência de calor e eliminar qualquer ar no contacto que eleve a resistência térmica. Outro método mais comum de montagem consiste em perfurar as alhetas, montá-las no tubo e, posteriormente, executar a expansão mecânica ou hidráulica do tubo. Deste modo é assegurado máximo contacto térmico [13].

Como se observa em [17] existem diversos tipos de alhetas: alhetas onduladas de *Herringbone*, alhetas suavemente onduladas, alhetas com fenda de um lado e alhetas com fendas



de ambos os lados. Nas Figuras 9 e 10 podem ser observadas as várias morfologias de alhetas usadas em evaporadores.

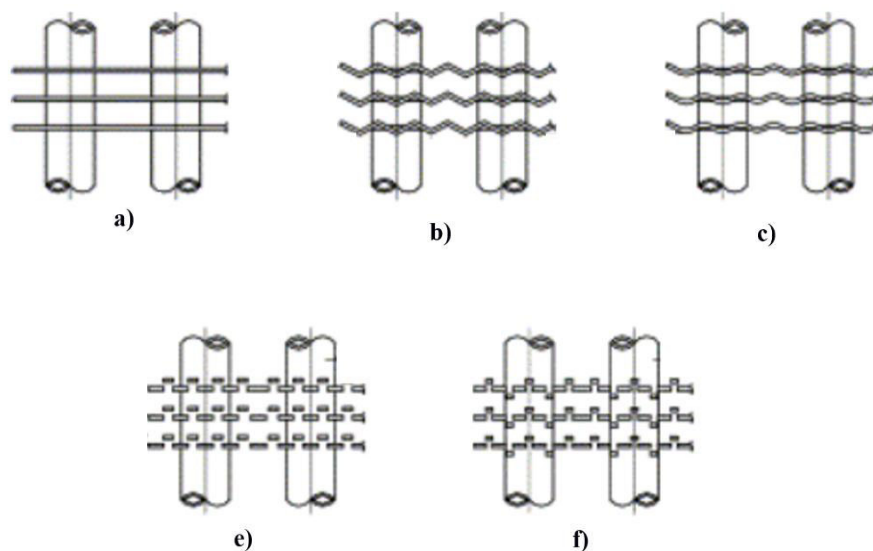


Figura 9 – Tipologia de alhetas: a) Alheta plana; b) Alhetas onduladas de Herringbone; c) Alhetas suavemente onduladas; e) Alhetas com fenda de um lado; f) Alhetas com fendas de ambos os lados [18].

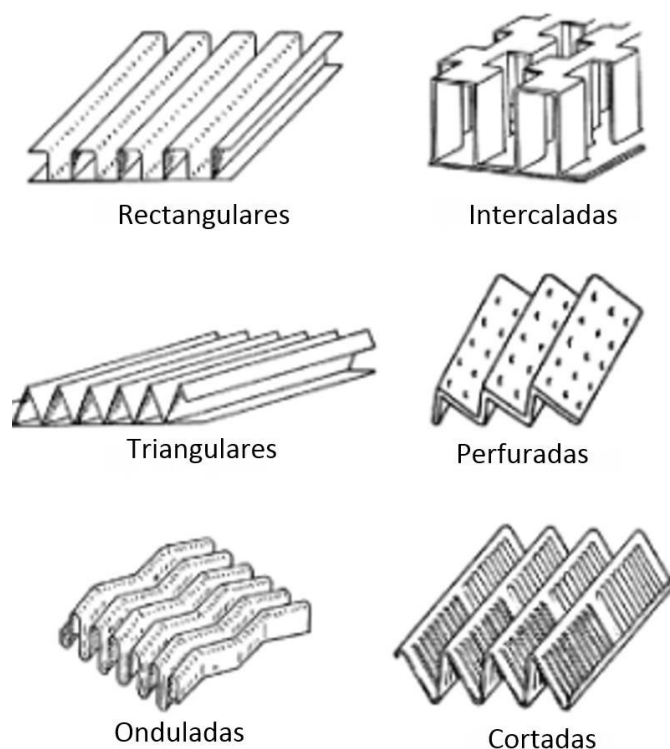


Figura 10 - Representação 3D de alhetas [18].

As alhetas de evaporadores também podem estar sujeitas a oxidação e por vezes são cobertas com uma substância termoplástica para as proteger aquando em contacto com materiais ácidos [13].

Em relação à variação da temperatura do refrigerante e do ar ao longo do evaporador, pode observar-se na Figura 11 o diagrama da Temperatura em função da Área. Nota-se que em cada

ciclo, a temperatura do ar vai baixando à medida que atravessa o evaporador e a temperatura do refrigerante mantém-se essencialmente constante (mudança de fase).

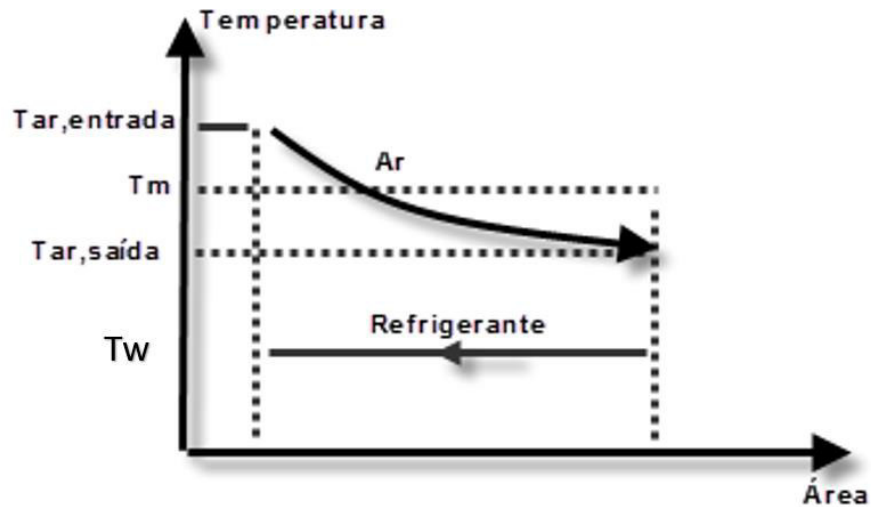


Figura 11 - Diagrama Temperatura-Área de um evaporador típico [19].

#### 2.3.4. Processo de deposição de frost num evaporador

Em relação à deposição de *frost* na superfície de um evaporador observa-se que a entrada de ar húmido na câmara frigorífica é a principal causa desta deposição. Esta problemática está presente em qualquer evaporador de um sistema de refrigeração, dado que o seu funcionamento se verifica a temperaturas muito baixas com entradas súbitas de ar húmido do exterior.

Para compreender melhor o processo de isolamento térmico promovido pela deposição de *frost*, apresenta-se a representação da distribuição térmica do evaporador na Figura 12. Nesta imagem,  $T_w$  é a temperatura do evaporador,  $T_s$  é a temperatura da superfície da camada de *frost* e  $T_a$  é a temperatura do ar. Como se pode observar, a temperatura de cada interface vai aumentando da esquerda para a direita. A diferença de temperaturas através do *frost* está relacionada com a sua resistência térmica.

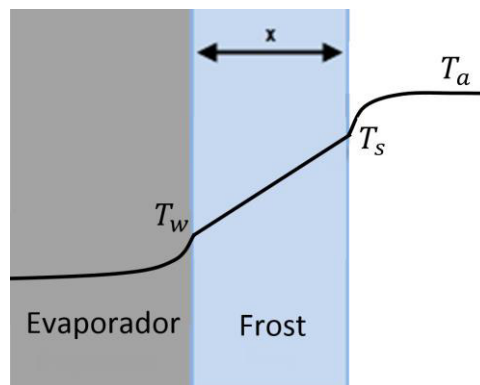


Figura 12 - Representação das temperaturas na interface do evaporador durante a formação de *frost* [20].

## 2.4. Relevância do conhecimento da evolução da formação de frost em evaporadores

Como já foi referido anteriormente, a eficiência energética é cada vez mais crucial nas sociedades modernas. A evolução tecnológica tende a assumir um compromisso de sustentabilidade e de poupança energética. No contexto dos sistemas de refrigeração, a acumulação de *frost* na superfície de evaporadores assume uma grande importância do ponto de vista ambiental e económico [21].

A camada de *frost* impõe uma resistência térmica adicional em sistemas de refrigeração e isso é considerado grave dado que o principal objectivo destes sistemas é a troca de calor. A acumulação de *frost* impede o sistema de funcionar com a eficiência planeada, causando prejuízos técnicos, um aumento do consumo energético e uma performance inferior à esperada.

Por um lado, o *frost* possui uma condutividade térmica cerca de 1000 vezes inferior à das alhetas de alumínio [22], provocando um efeito de isolamento térmico. Por outro lado, o crescimento da camada de *frost* cria obstáculos à circulação de ar, causando quedas de pressão que consequentemente aumentam o esforço mecânico dos ventiladores. Neste caso, a velocidade do ar exterior pode baixar mais de 65% da sua velocidade original, como se observa nos resultados obtidos em [21]. Esta situação exige que o sistema requeira mais energia do que a necessária para cumprir a função inicialmente prevista [21]. De seguida podem-se observar os resultados de *Silva et al.* [4, 22] que mostram a diminuição do fluxo de ar devido à queda de pressão causada pelo aumento da camada de *frost*.

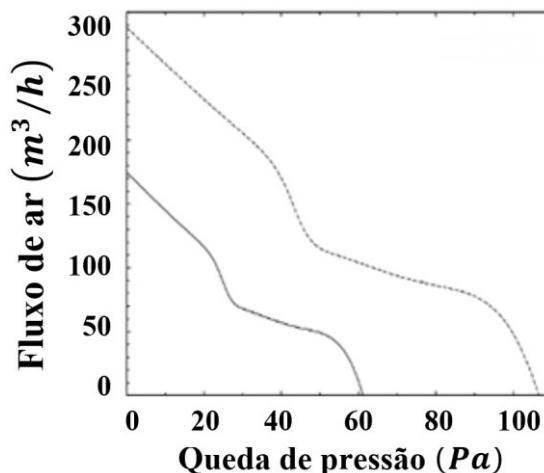


Figura 13 - Relação do fluxo de ar e da queda de pressão num evaporador tubular com alhetas [4, 22].

Neste contexto, torna-se fundamental compreender a natureza deste processo, incluindo o processo de condensação do vapor, de modo que se possa prever a formação e deposição de *frost* [12]. Para isso, é necessário dispor de um modelo que não se baseie apenas em correlações empíricas [21]. Um modelo deste tipo permitirá saber qual o instante adequado para iniciar o processo de descongelação de um sistema de refrigeração, sem comprometer o seu funcionamento. Este poderá ser utilizado como uma ferramenta proveitosa de poupança energética.

## 2.5. Revisão bibliográfica

Nesta secção é feita uma revisão da evolução cronológica de estudos acerca da formação e deposição de *frost*. É abordada a temática de deposição de *frost* em superfícies distintas, desde placas planas a evaporadores tubulares com alhetas, conjugando investigação experimental e teórica. Daí resultaram várias correlações e pressupostos, que foram sendo aperfeiçoados ao longo do tempo. Para além de estudos teóricos também foram desenvolvidos alguns modelos computacionais com o propósito de conseguir prever o comportamento da deposição de *frost*, e de compreender o seu impacto num sistema de refrigeração.

(1959) *Chung e Algren* [23] estudaram a formação de *frost* em cilindros perante um escoamento cruzado.

(1965-1969) *Han et al.* [24] e *Brian et al.* [25], com o intuito de compreender melhor as propriedades térmicas da camada de *frost*, assumiram o vapor de água como saturado e obtiveram a sua pressão de saturação utilizando a curva de saturação do vapor de água sobre o gelo.

(1974) *Kennedy e Goodman* [26], abordaram a formação de *frost* numa placa plana, validando a aplicabilidade da analogia de *Lewis* no cálculo dos coeficientes convectivos de transferência de calor e massa neste tipo de processo.

(1977) Posteriormente, *Hayashi* [7] caracterizou a formação de *frost* em três fases: a) período de crescimento dos cristais; b) crescimento da camada de *frost* e c) crescimento completo da camada de *frost*.

(1985) *O'Neal et al.* [27] propuseram um modelo de formação de *frost* considerando-o como um meio poroso. Este modelo tinha o propósito de prever o crescimento e a densificação do *frost*. *O'Neal et al.* [27] efectuaram o estudo do crescimento da camada de *frost* para várias geometrias simples (placa plana, cilindro, placas paralelas, etc). No entanto só foram tomadas como variáveis as propriedades do ar (temperatura, humidade e velocidade) e a temperatura da placa. *O'Neal et al.* [27] também verificaram que a discrepância no impacto da velocidade do ar se deve à influência do número de *Reynolds* crítico.

(1987) *Singh et al.* [20] utilizaram uma equação da transferência total de calor que conjuga a condução, a convecção e a radiação. Também é apresentada uma correlação da taxa de crescimento da camada de *frost*, baseada na humidade relativa e no coeficiente de transferência de massa por convecção. Para além disso, os autores apresentam uma correlação para o cálculo da massa volúmica e, no caso da condutividade térmica, retomam a equação apresentada previamente por *Yonko* (1965) [28].

(1991) No início dos anos 90 *Rite e Crawford* [29] conduziram um estudo experimental num frigorífico comercial, e observaram que a queda de pressão e o consumo de energia sobem com o crescimento da camada de *frost*.

(1992) *Mao et al.* [30] desenvolveram uma correlação empírica para o crescimento da camada de *frost* baseada na temperatura da superfície fria em vez da superfície da camada de *frost*.

(1993) *Tao et al.* [31] propuseram um novo modelo para o crescimento da camada de *frost* baseando-se na transferência de calor e massa ao longo da camada.

(1994) *Bejan et al.* [32 e 33] identificaram a combinação ótima de controlo *on/off* do sistema com o propósito de reduzir a energia consumida e os custos do sistema. A partir dos cálculos base, definiram a frequência ideal de descongelação baseada no tamanho do evaporador e do condensador, tipo de refrigerante, temperaturas e eficiência do compressor. Para além disso, validaram as conclusões de *Rite e Crawford* (1991) [29] que indicavam que quando o ar circula a baixa velocidade a taxa de crescimento da camada é constante no tempo (*espessura = constante × tempo*) (1993).

(1997) Posteriormente, *Lee et al* [10] apresentaram um modelo algébrico que contabiliza a difusão molecular e a sublimação do vapor no interior da camada de *frost*, assumindo o ar húmido como saturado. Estas considerações foram feitas pela primeira vez num modelo de formação de *frost* e promoveram melhores resultados. As premissas do modelo são: 1 - a difusão térmica na camada é unidimensional; 2 - a massa volúmica é uma média da massa volúmica em toda a camada; 3 - a condutividade térmica depende da massa volúmica; 4 - a quantidade de vapor de água absorvido pela camada é proporcional à sua massa volúmica; 5 - as pressões do ar no exterior e interior da camada são uniformes e 6 - é usada a analogia de *Lewis* para as transferências convectivas de calor e de massa. A taxa de transferência de calor entre o ar e a superfície da camada é calculada a partir da soma do calor latente e sensível transferido [10]. Nos seus cálculos encontra-se envolvido o número de *Lewis*, avaliado a partir de resultados experimentais.

Por fim, *Lee et al.* [10] obtiveram resultados teóricos que divergem em 10% dos resultados experimentais, com excepção dos resultados teóricos para baixas velocidades de ar que apresentam uma discrepância de 19,2%. A partir destes resultados observaram que a espessura da camada de *frost* e a sua temperatura aumentam com o aumento da velocidade e humidade do ar. Na Figura 14 apresenta-se uma representação visual destas conclusões.

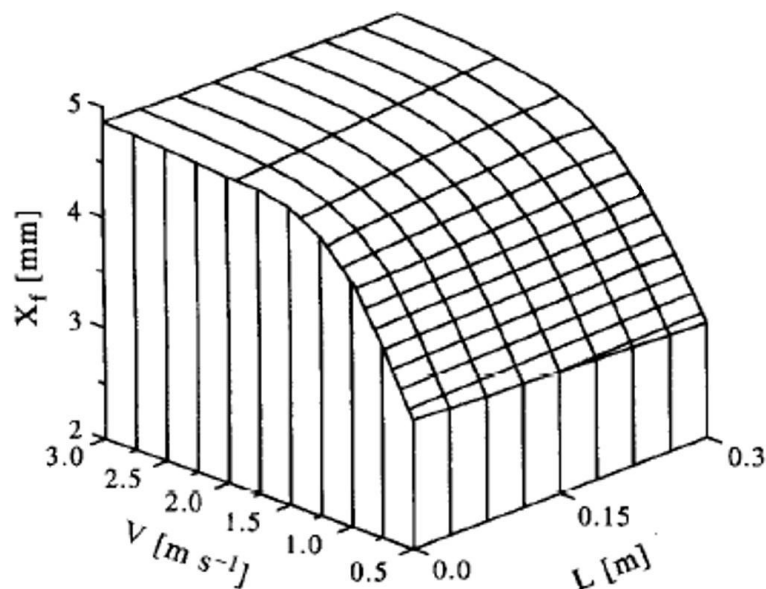


Figura 14 - Diagrama da espessura da camada de frost em função da velocidade do ar [10].

(2000) *Ahin* [12] comentou que vários autores já desenvolveram diversos estudos teóricos e experimentais da transferência de calor e de massa. Contudo, as discrepâncias aparecem primeiramente como resultado da falta de informação acerca da influência da estrutura da camada de frost.

(2003) *Karatas et al.* [6] apresentaram um modelo transitório semi-empírico, desenvolvido especificamente para evaporadores tubulares com alhetas. Neste trabalho, os autores distinguiram-se porque contabilizaram a eficiência térmica das alhetas e a transferência de calor por convecção no interior dos tubos do evaporador. Algumas das suposições termofísicas distintas das previamente referidas foram: 1 - Todas as temperaturas superficiais estão abaixo do ponto de congelação; 2 - A distribuição do frost é homogênea ao longo do evaporador e 3 - Todas as propriedades da camada de frost são médias. Neste estudo encontram-se duas correlações novas para a temperatura superficial e o coeficiente convectivo, ambas específicas para o tipo de evaporador tubular com alhetas. Foi utilizada a correlação de *Pierre* (1991) [35] para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção para o refrigerante que circula no interior da tubagem. Os autores também referem que, em frigoríficos domésticos, a acumulação de frost é superior no local inicial de contacto entre o ar húmido e o evaporador, ou seja, perto da face de contacto.

Mais tarde, *Lee et al.* (2003) [36] fizeram uma revisão de vários modelos de formação de frost e concluíram que as propriedades do ar e a temperatura da placa continuam a ser as que possuem maior impacto no crescimento da camada de frost.

Até aqui todos os modelos se basearam na correlação semi-empírica de *Cheng and Cheng* (2001) [37] para o cálculo da massa volúmica do frost, que incorpora a correlação empírica de *Hayashi et al.* (1977) [7].

(2003-2004) *Na e Webb* [38, 8] publicaram estudos acerca da formação e deposição de frost sobre uma superfície plana onde validaram experimentalmente o facto de o vapor estar supersaturado na superfície da camada. Isto vai contra todos os estudos anteriores, que sempre consideraram o vapor de água saturado na superfície da camada. Eles também definiram um grau de supersaturação, e mostraram que é importante perceber o grau de sobressaturação do vapor de água para compreender o potencial de transferência de massa. No cálculo da transferência de massa, conjugaram a difusão mássica, a área e a diferença de pressão ao longo da camada de frost. No entanto, obtiveram previsões com discrepâncias de 0 a 25%. Em relação à tortuosidade, ou seja, a quantidade de curvas ou obstáculos à difusão no meio poroso do frost, concluíram que este fator é insensível à transferência de calor, à densificação e à taxa de crescimento da camada de frost. A título de curiosidade a Tabela 3 contém a tortuosidade usada em diferentes investigações.

Tabela 3 - Correlações do fator de tortuosidade [9].

Autor	Fator de Tortuosidade
<b>Brian et al. [58]</b>	$0,769 \leq \tau \leq 0,909$
<b>Le Gall e Grillot [52]</b>	$\tau = \frac{1}{1 - 0,58 \times (1 - \delta)} + F \times 10 \times (1 - \delta) \times \delta^{10}$
<b>Zehnder [95]</b>	$\tau = \frac{1 - (1 - \delta)^{0,5}}{\delta}$
<b>Prager [97]</b>	$\tau = \frac{1 + \delta}{2}$
<b>Bridgemen [97]</b>	$\tau = \delta^{0,5}$

Na e Webb [8] realçaram o facto de que o frost é um meio poroso e que a rugosidade e a tortuosidade possuem grande influência na difusão mássica do vapor de água. O modelo previu resultados experimentais com uma discrepância de  $\pm 15\%$ . Porém, utilizou equações diferenciais parciais, o que no caso de um evaporador com alhetas pode gerar grande esforço computacional.

(2006) Cheng et al. [39 e 40] projetaram uma experiência com o propósito de estudar o comportamento de um evaporador comercial de expansão direta sujeito a condições de congelação. Em paralelo, desenvolveram um modelo computacional validado pelos resultados experimentais obtidos. O modelo tem a capacidade de analisar a dinâmica de deposição de *frost* em trinta locais da estrutura. O nível de detalhe desta investigação permite uma validação completa do modelo de deposição que será desenvolvido nesta dissertação, para o caso de evaporadores tubulares com alhetas.

(2006) Xia et al. [41] estudaram o caso de um evaporador com tubos planos e alhetas, tendo observado que o coeficiente de transferência de calor diminui com o aumento das obstruções na estrutura, como, por exemplo, a união das alhetas a partir do *frost* acumulado. Também se observou que, após cada ciclo de descongelação, a queda de pressão inicial do ar aumenta, devido à retenção de gotas de água condensadas que voltam logo a congelar quando o sistema reinicia.

(2006) Nawaf [14] proporcionou uma revisão e comparação extensa de vários modelos térmicos aplicados a evaporadores alhetados e à sua descongelação.

(2007) Nellis et al. [16] apresentaram um estudo que compara a eficácia de um circuito de um evaporador dependendo do sentido em que o fluido refrigerante percorre o interior do evaporador. Os autores optam por analisar evaporadores industriais, dado que, até à data, os estudos existentes apenas se focaram em sistemas de refrigeração domésticos ou sistemas individuais de AVAC (aquecimento, ventilação e ar condicionado).

Os autores analisaram um evaporador com alhetas planas; porém, efectuaram uma simplificação interessante para compreender melhor o processo em pequena escala. Neste sentido, aproximaram a alheta plana a uma alheta circular, na análise de cada tubo individualmente, como se observa na Figura 15.



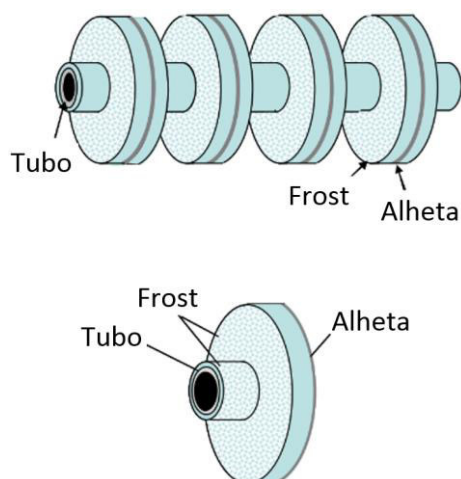


Figura 15 - Esquemas da simplificação de cada tubo e alheta [91].

Para além disso, os autores usaram a equação desenvolvida por *Malhammar* (1998) [42] para calcular a taxa de crescimento da camada de *frost* e, tal como os seus antecessores, apresentaram um coeficiente de transferência de calor que contabiliza os calores latente e sensível. Outro fator diferenciador deste estudo é a análise da influência do número de Lewis nas previsões de crescimento da camada de *frost*. Por fim, concluíram que o circuito paralelo é ideal para o caso em que o sistema requeira a máxima janela de tempo até ter de ser descongelado, mesmo que não funcione com a máxima eficiência.

(2009) *Hermes et al.* [44] projetaram uma experiência de onde retiraram valores para criar a sua correlação da taxa de crescimento da camada de *frost*. Propuseram um modelo matemático para a placa plana que assume o *frost* como poroso, e baseiam as suas formulações nos balanços da transferência de calor e de massa no interior da camada. Apresentaram um modelo inovador porque a taxa de crescimento da camada é calculada analiticamente, e não fizeram qualquer estimativa inicial, como, por exemplo, da massa volúmica do *frost*. Este modelo apresentou resultados aceitáveis, com uma discrepância de  $\pm 15\%$  comparativamente aos resultados experimentais. Mais uma vez concluíram o mesmo que *Lee et al.* [45], e constataram que a temperatura da placa é o fator mais influente na dinâmica do processo.

(2010) *Silva et al.* [4] analisaram experimentalmente como o tipo de alheta, as condições do ar, a temperatura superficial do evaporador e a velocidade do ar afetam a queda de pressão, a capacidade de refrigeração e a massa de *frost* acumulada.

(2011) *Kandula* [11] conduziu o seu estudo tendo como referência vários trabalhos experimentais como os de *Jones e Parker* [46], *Lee et al* [10], *Cheng e Wu* [47] e *Hermes* [44]. Constatou que todos eles estão de acordo com o facto de que, durante a formação de *frost*, quer a temperatura superficial do *frost*, quer a sua massa volúmica e condutividade térmica aumentam, sendo que a massa volúmica e a condutividade térmica são proporcionais. O autor também comentou que existem incoerências entre os vários modelos desenvolvidos até à data, sobre a deposição de *frost* em placas planas. Em primeiro lugar, existe uma diferença fácil de constatar nas correlações entre a massa volúmica e a condutividade térmica, e baseia este comentário na revisão feita por *Tao et al.* [31]. Em segundo lugar, sublinhou as conclusões incoerentes acerca da influência da velocidade do ar no crescimento da camada. Dando o exemplo de *Yonko e Sepsy* [48] ou de *Cheng e Wu* [47], que concluem que numa placa a velocidade do ar não tem um efeito considerável no crescimento da camada de *frost* enquanto, por outro lado, *Lee et al.* [10] observam que o aumento da velocidade do ar aumenta a espessura da camada, a sua temperatura e, consequentemente, a sua massa volúmica. Assim, iniciou uma investigação com o propósito de clarificar a relação entre estas propriedades, tendo por base os trabalhos de *Jones e Parker* [46] e de *Cheng e Cheng* [37]. Neste trabalho, *Kandula* [11] acrescentou algumas diferenças com as suposições físicas de *Lee et al* [10], nomeadamente: 1 - A cada instante a variação da massa volúmica não é significativa; 2 - A transferência de massa e de calor é considerada constante; 3- A transferência de calor por radiação é ignorada, dadas as conclusões de *Dietenberger* [49]; 4 - A pressão do gás no interior da camada é constante e igual à pressão atmosférica; 5 - Os efeitos de *Soret* e de *Dufour* são desprezados; 6 - A humidade local do ar na

camada de *frost* corresponde à humidade do ar saturado aquela temperatura e, por fim, 7 - Apesar da investigação feita por *Na e Webb* [8], considera que o vapor de água está saturado à superfície da camada de *frost* e ignora o grau de sobressaturação proposto previamente. Utilizou como argumento o facto de que essa suposição dependia do ângulo de contacto e da energia da camada, e essa informação ainda não foi obtida na literatura atual. *Kandula* [11] utilizou uma correlação que deduziu num trabalho anterior para calcular a massa volúmica e a condutividade térmica do *frost*. A partir de *Cheng e Cheng* [37], o autor obteve uma correlação para a evolução da temperatura e, conseqüentemente, outra correlação para o crescimento da camada de *frost*. Por fim, o autor apresentou uma comparação extensa com os resultados obtidos com modelos anteriores, e validou os seus resultados e premissas.

(2014) *Hermes* [21] apresentou uma revisão da evolução das correlações para o cálculo da massa volúmica do *frost*, desde a equação de *Hayashi* [7] até à de sua autoria. Deste modo, apresentou uma nova correlação semi-empírica, dependente do número de *Jakob*, do número de *Fourier* e do tempo, cujos resultados apresentaram uma discrepância de  $\pm 10\%$ . Também concluiu que a porosidade do *frost* varia com o tempo, e resumiu as diferenças de resultados entre os modelos existentes no cálculo da massa volúmica do *frost*.

No mesmo ano, *Hermes et al.* [22] elaboraram um modelo algébrico para otimizar evaporadores com tubos em condições propícias à acumulação de *frost*. Nesse modelo, assumiram uma espessura linear da camada de *frost*, usaram a analogia de *Lewis* para transferência de massa e consideraram a temperatura do evaporador uniforme. Usaram também um número de *Stanton* e um factor de fricção calculados por *Barbosa* [44] para evaporadores sem *frost*. Os autores aproveitaram o submodelo apresentado individualmente por *Hermes* [22], acerca da deposição de *frost* numa placa plana, e adaptaram o modelo para alhetas, substituindo o comprimento da placa pelo diâmetro hidráulico do tubo. Para resolver o sistema de equações foi usado o método de *Newton-Ralphson*, uma vez que as equações são não lineares. No modelo também foi estudada a geração de entropia e o objetivo foi reduzi-la. Em relação à massa volúmica do *frost* foram usados os testes de *Silva* [4] num frigorífico comercial *light*. No final, obteve-se um modelo com discrepâncias de  $\pm 5\%$ .

(2016) Por fim, *Léoni* [43] descreveu o estado da arte acerca de todos os modelos desenvolvidos para deposição de *frost* em placas planas. No próximo capítulo serão apresentadas as tabelas com os resultados deste trabalho.

Tendo em conta os trabalhos anteriores, compreende-se que a análise da dinâmica da deposição de *frost* já foi alvo de extensas pesquisas. No entanto, também se observa que a quantidade de modelos acerca deste tema é limitada. Daí, mais uma vez ser sublinhado, o potencial de complementar e conjugar várias das investigações anteriormente referidas com os modelos a desenvolver ao longo deste trabalho.

Nos capítulos seguintes irá ser estudada a deposição e acumulação de *frost* numa placa plana e num evaporador tubular com alhetas. Os pressupostos físicos e a formulação baseiam-se em vários artigos referenciados anteriormente. Para além disso, as propriedades e pressupostos presentes no modelo serão abordados em detalhe aquando da sua apresentação.



## Capítulo 3: Formulação base

### 3.1 Hipóteses de base

As situações a considerar ocorrem sob condições de congelação, e as condições do meio ambiente são semelhantes às encontradas num meio frigorífico sujeito a um escoamento laminar. Existem premissas a que os modelos vão sempre obedecer. Estas derivam da análise inicial de todas as variáveis presentes no modelo, e são as seguintes:

- (i) A difusão mássica e térmica ao longo da camada de *frost* são unidimensionais, e consideram-se em estado estacionário para cada iteração.
- (ii) A camada de *frost* possui um crescimento uniforme e perpendicular ao longo da superfície fria.
- (iii) A massa volúmica do *frost* e a condutividade térmica são independentes da espessura da camada. Para além disso, são consideradas uniformes ao longo da camada para cada iteração (*Brian et al.* [50]).
- (iv) A pressão do ar é constante e uniforme ao longo da camada de *frost* (*Hermes et al.* [44]).
- (v) A analogia de *Lewis* para a transferência de massa e de calor é aplicável.
- (vi) Os coeficientes de transferência de massa e de calor por convecção são considerados constantes na superfície da camada para cada instante..
- (vii) As cavidades de gás no interior da camada de *frost* são pequenas o suficiente para a convecção natural no seu interior ser desprezada (*Woodside* [51]). A transferência de calor por radiação também é ignorada, dado que as temperaturas do *frost* são muito baixas (*Dietenberger* [49]).
- (viii) A pressão total do gás é constante no interior da camada de *frost* e é igual à pressão atmosférica.
- (ix) A humidade do ar na camada de *frost* equivale à humidade de saturação a essa temperatura.
- (x) Assume-se que o vapor de água se encontra saturado na superfície da camada. Este é um ponto de intensa discussão entre vários autores. Dada a falta de informação decidiu-se prosseguir deste modo.

### 3.2 Propriedades termofísicas do sistema

Em segundo lugar, é necessário definir as propriedades termofísicas que têm influência na dinâmica do processo de deposição de *frost* num ambiente de congelação. Existe um conjunto de propriedades do ar e do vapor de água associadas a este processo que irão ser apresentadas ao longo desta secção.

#### 3.2.1 Massa volúmica do *frost*

A massa volúmica varia com a pressão e com a temperatura. O aumento da pressão provoca sempre um aumento da massa volúmica. Geralmente, o aumento da temperatura causa uma diminuição da massa volúmica. Porém, a água é uma exceção a este pressuposto dado que para certas temperaturas a sua massa volúmica diminui com a diminuição da temperatura (temperatura de inversão da água a 4,1°C).

Esta propriedade tem uma importância elevada na precisão dos resultados de qualquer modelo de previsão do crescimento da camada de *frost*. Quanto mais preciso for o cálculo da massa volúmica do *frost*, mais exatos serão os resultados do modelo computacional [42].

Em vários modelos existentes da deposição de *frost* é estimado um valor inicial para a massa volúmica do *frost*. *Jones e Parker* [46], em 1975, avaliaram o efeito do valor inicial da massa volúmica do *frost* na densificação da camada. No seu estudo fizeram variar a massa volúmica entre 8 e 48 kg/m<sup>3</sup> e concluíram que, na prática, esta rapidamente converge para o mesmo valor inicial estimado poucos minutos depois do início da experiência numérica.

Sendo assim, no seu modelo, *Le Gall et al.* [52] escolheram um valor inicial de 25 kg/m<sup>3</sup> e noutros trabalhos como o de *Na e Webb* [8] o valor escolhido foi de 30 kg/m<sup>3</sup>.

Após o momento inicial, esta propriedade vai variando e é necessário calcular a sua evolução. *Jones e Parker* [46] propuseram a seguinte equação para calcular a massa volúmica local.

$$\rho_{\text{frost}} = \delta_{\text{frost}}\rho_{\text{ar}} + (1 - \delta_{\text{frost}})\rho_{\text{gelo}} \quad (3.1)$$

onde,  $\delta_{\text{frost}}$  é a porosidade local da camada de frost,  $\rho_{\text{gelo}}$  é a massa volúmica do gelo e  $\rho_{\text{ar}}$  é a massa volúmica do ar húmido no interior da camada.

Outros autores decidiram procurar definir uma correlação que refletisse a evolução da massa volúmica do frost à medida que a sua temperatura variasse. O aperfeiçoamento desta correlação é descrito com clareza por *Hermes et al.* [21]. Para além disso, neste artigo é proposta uma nova correlação que prevê os resultados experimentais com uma discrepância de  $\pm 10\%$ .

Tal como *Hermes* [21] sublinha no seu artigo, a quantidade de modelos propostos para estudar a densificação e crescimento da camada de frost é abundante nas últimas décadas. Desde *Sami e Duong* (1989), *Le Gall et al.* (1997) [52], *Lee et al.* (1997) [10], *Ismail e Salinas* (1999) até *Na e Webb* (2004) [8]. Porém, é referido que os estudos existentes se baseiam normalmente em correlações empíricas. Este é um fator que pode limitar a sua aplicação a uma generalidade de casos com condições diferentes.

Se for feita uma análise cronológica, o primeiro estudo pioneiro foi feito em 1970 por *Biguria e Wenzel* [56], de onde resulta uma correlação completamente empírica cujas condições consideradas são a velocidade e humidade do ar, a temperatura superficial do frost e o regime de escoamento (laminar ou turbulento). Posteriormente, *Hayashi et al.* (1977) [7] avançam com uma equação exponencial em função da temperatura superficial do frost, que representa a interface entre o fluxo de ar e a camada porosa.

$$\rho_f = 650 \exp(0.277T_f) \quad , \quad -18,6 \leq T_f \leq -5^\circ\text{C} \quad (T_f \text{ em graus Celsius}) \quad (3.2)$$

Esta equação baseia-se em dados retirados de uma experiência numérica em que a velocidade do ar variou entre 2 e 6 m/s.

Posteriormente, em 1992, *Mao et al.* [30] propõem uma abordagem adimensional baseada na humidade do ar e nas temperaturas da placa e da sua superfície. Esta análise acaba por ser válida para  $-15^\circ\text{C} \leq T_{\text{placa}} \leq -5^\circ\text{C}$ ,  $15^\circ\text{C} \leq T_a \leq 23^\circ\text{C}$  e  $1,15 \text{ m/s} \leq \text{velocidade do ar} \leq 2,67 \text{ m/s}$ .

$$\frac{\rho_f}{\rho_{\text{gelo}}} = 5,559 \times 10^{-5} \left(\frac{x}{C}\right)^{-0,137} Re^{0,715} Fo^{0,252} \omega_a^{-0,413} \left(\frac{T_{tp}-T_w}{T_a-T_w}\right)^{-0,997} \quad (3.3)$$

Seguindo outra abordagem, *Hermes* [44] decide aperfeiçoar a equação proposta inicialmente por *Hayashi et al.* [7] acrescentando informação comprimida em 24 resultados experimentais, aumentado assim a sua gama de aplicabilidade.

$$\rho_f = 207 \exp(0,266T_f - 0,0615T_w) \quad (3.4)$$

Em consequência, *Kandula* [11] sugere uma nova equação baseada na de *Hermes* [21] com uma gama de aplicação estipulada. Posteriormente, utiliza-a na construção do seu modelo de deposição de frost

$$\frac{\rho_f}{\rho_{\text{gelo}}} = 0,5 \left(\frac{T_f-T_w}{T_m-T_w}\right) \exp\left(-\left(0,376 + 1,5 \left(1 - \frac{T_f-T_w}{T_m-T_w}\right)\right)\left(1 - \sqrt{\frac{Re}{Re_c}}\right)\right) \quad (3.5)$$

onde  $T_m$  é a temperatura de fusão do gelo e  $Re_c = 10^5$  é o número de *Reynolds* crítico a que se dá a transição do regime laminar para turbulento, num escoamento sobre uma placa plana.

Por fim, em [21] compreende-se que em todos os estudos prévios se observa uma forte base empírica. Como tal, *Hermes et al.* [21] propuseram uma nova equação teórica. Nesta, os autores prosseguiram um raciocínio com base em criações anteriores. Seguiram as bases teóricas de *Cheng e Cheng* [37], partindo de dois pressupostos: 1 – O frost é considerado uniformemente poroso e formado por colunas parcialmente comprimidas de cristais de gelo, e 2 – A diferença de temperatura entre as pontas dos cristais e a superfície arrefecida é quase constante. Como esta última suposição é posteriormente corrigida com dados experimentais, o modelo pode ser considerado semi-empírico. Tal como *Na e Webb* [8] os autores consideraram que os cristais de

gelo estão em condições de sobressaturação. Deste modo, a partir de equações de *Schneider* [57] e *Sahin* [12], e de diversas aproximações os autores apresentam a seguinte correlação

$$\rho_f = 2,2Ja^{-\frac{3}{2}}\chi^{\frac{1}{2}} \quad (3.6)$$

$$Ja = \frac{c_p}{i_{sv}} \frac{T_{sat,ar} - T_w}{\omega_{ar} - \omega_{sat,w}} \quad (3.7)$$

em que  $c_p$  é o calor específico do ar,  $T_{sat,a}$  é a temperatura de saturação do ar, e  $i_{sv}$  é o calor latente de sublimação. Por fim,  $\omega_{sat,w}$  é a humidade do vapor de água à temperatura de saturação. No mesmo artigo, é feito um exercício para validar o modelo, e os resultados apresentam um erro de  $\pm 10\%$ . Para além disso, apesar de ser um modelo mais sofisticado, sem qualquer dependência da temperatura da superfície da camada, não foi encontrada nenhuma bibliografia de outro autor que validasse o modelo em si. Por estas razões, foi dada preferência à correlação avançada por *Hermes* [44] – Equação 3.4.

Por fim, é importante referir que até à data não se tem conhecimento de nenhuma outra correlação útil ao modelo que se pretende desenvolver.

### 3.2.2 Condutividade térmica do *frost* e do ar

Normalmente, à medida que a temperatura de um material aumenta, a sua condutividade também aumenta. No caso do *frost*, vai influenciar directamente a transferência de calor ao longo da camada, tendo um impacto na sua densificação e aumento da espessura.

No estudo desenvolvido por *Hermes et al.* [44] os autores apresentam um modelo da deposição de *frost* baseado em informação empírica obtida a partir de outros autores. No caso da condutividade térmica do *frost*, os autores remetem para um estudo apresentado por *Lee et al.* [10], os quais já tinham deduzido esta equação em 1994, no artigo [58].

$$k_f = 0,132 + 0,000313\rho_{frost} + 16 \times 10^{-6}\rho_{frost}^2 \quad (3.8)$$

É importante referir que a Equação 3.8 apenas foi testada para um intervalo de massa volúmicas de 50 a 400  $kg/m^3$ . No entanto, isto não significa que não possa ser aplicada a outro intervalo de valores, e esta será a correlação utilizada em ambos os modelos computacionais desenvolvidos neste trabalho.

A condutividade térmica do ar também é essencial para calcular as trocas de calor entre o escoamento exterior e a camada de *frost*. No caso do ar húmido, presente em qualquer ambiente de congelação, o valor da sua condutividade térmica inicial pode ser obtida a partir do gráfico da Figura 16. No entanto, ao longo da simulação a condutividade térmica do ar é considerada constante.

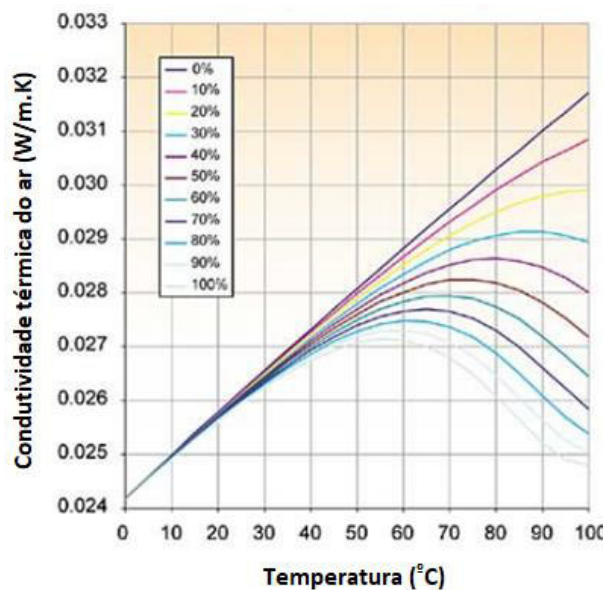


Figura 16 – Condutividade térmica do ar húmido [90].

### 3.2.3 Número de Lewis

O número de *Lewis* é o quociente entre a difusividade térmica e a difusividade mássica. Utiliza-se para caracterizar um fluxo onde ocorre transferência simultânea de massa e de calor.

$$Le = \frac{\alpha}{D} = \frac{k}{\rho D c_p} \quad (3.9)$$

Em diferentes artigos, os autores utilizam diversos valores para o número de *Lewis*. *Threlkeld* [53] indica que para o vapor de água presente no ar o número de *Lewis* varia entre 0,9 e 0,92. *McQuiston* [59], *Domanski* [60], *Malhammar et al.* [42], *Nawaf* [14] e *Hermes* [22] utilizaram um número de *Lewis* igual a 1. Já *Oskarsson e Krakow* [49] sugerem um número de *Lewis* igual a 0,95, e em *ASHRAE* é utilizado o valor de 0,845 [28].

*Lee* [10] apresenta resultados experimentais que permitem concluir que o número de *Lewis* irá variar entre 0,7 e 1.

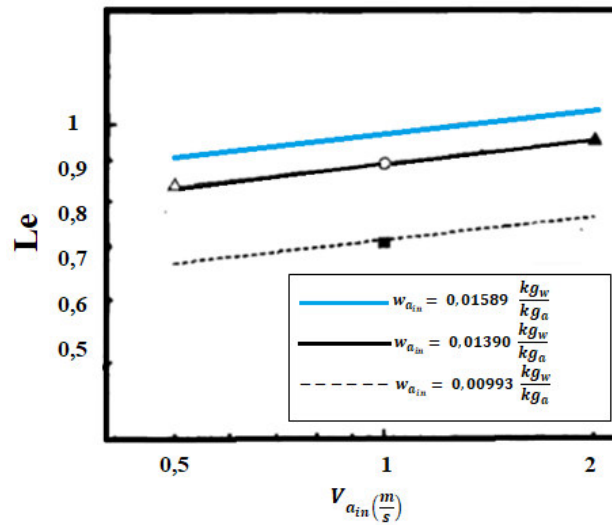


Figura 17 - Variação do número de *Lewis* em função da velocidade do ar para diferentes humidades do ar [10].

Em 2006, *Nellis et al.* [16] promovem uma investigação onde procuram entender o efeito da variação do número de *Lewis* na velocidade de acumulação de *frost* e na massa total de *frost*. O resultado encontra-se nas Figuras 18 e 19.

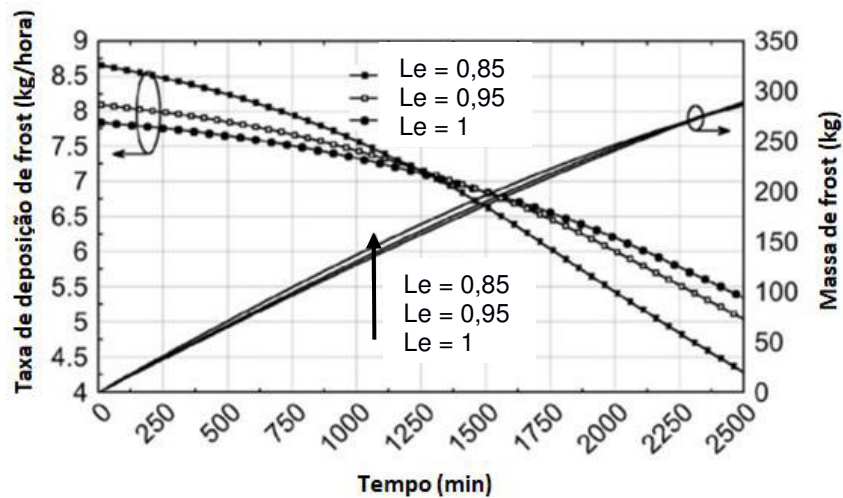


Figura 18 - Velocidade de acumulação de *frost* e massa total de *frost* em função do número de *Lewis* [16].

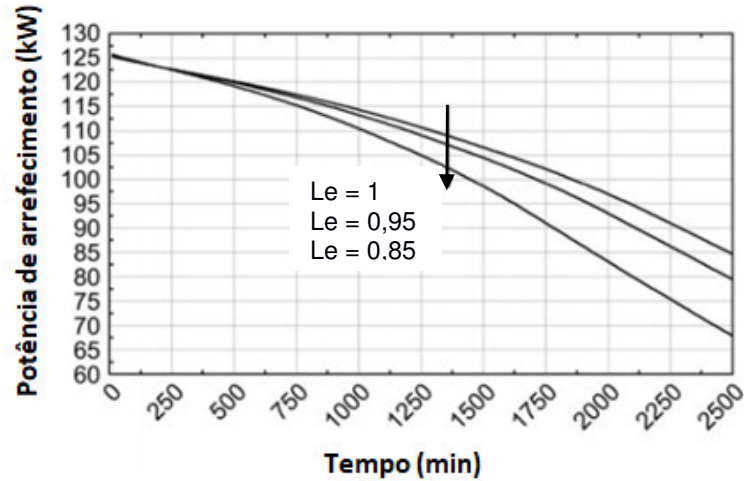


Figura 19 - Previsão da capacidade de refrigeração de um circuito de refrigerante em contracorrente para três números de Lewis diferentes [16].

Observa-se nas Figuras 18 e 19 que a capacidade de refrigeração diminui mais rapidamente para números de Lewis menores. No entanto, observa-se que a massa de *frost* permanece essencialmente constante. Deste modo, esta diferença na capacidade de refrigeração pode dever-se ao facto da difusividade térmica ser superior à difusividade mássica. Outra explicação é a irregularidade da deposição de *frost* ao longo do evaporador. Com efeito, para valores inferiores do número de Lewis ocorre uma maior concentração de *frost* nas primeiras linhas do evaporador, ou seja, a queda de pressão é maior e há uma redução maior da velocidade de escoamento. Assim, um número de Lewis igual a 1 poderá inflacionar os valores reais da capacidade de refrigeração [16]. Isto significa que um número de Lewis de 0,9 poderá apresentar resultados mais satisfatórios.

### 3.2.4 Pressão de saturação

A pressão de saturação é a pressão a que a água se encontra quando qualquer ligeira mudança de temperatura provoca uma mudança de fase.

O ar no interior de uma câmara frigorífica, tal como o ar atmosférico, entende-se como uma mistura de ar seco e vapor de água. Assim, a pressão atmosférica é a soma da pressão de ar seco e da pressão de vapor de água.

$$P_{atm} = P_a + P_v \quad (3.10)$$

A pressão do vapor de água traduz-se por:

$$P_v = \beta P_{sat} \quad (3.11)$$

Para além disso, a pressão de vapor saturado a uma dada temperatura, é igual à pressão de saturação da água à mesma temperatura.

Marti e Mauersberger [61] desenvolveram a seguinte correlação aplicada a gelo e água sub-arrefecida, para temperaturas entre os 169 K e os 273.16 K

$$P_{vs} = \exp\left(28,868 - \frac{6132,9}{T}\right) \quad (3.12)$$

Sherif et al. [62] sugerem outras correlações com o mesmo propósito, para temperaturas entre 173,15 K e 273,15 K. Ambas as correlações destes autores apresentam resultados muito semelhantes.

$$\log_e(P_{vs}) = \frac{a_0}{T} + a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^4 + a_6 \log_e(T) \quad (3.13)$$

$$a_0 = -0,56745359 \times 10^4$$

$$a_1 = -0,5152305$$

$$\begin{aligned}
a_2 &= -0,9677843 \times 10^{-2} \\
a_3 &= -0,62215701 \times 10^{-6} \\
a_4 &= -0,20747825 \times 10^{-8} \\
a_5 &= -0,9484024 \times 10^{-12} \\
a_6 &= 4.1635019
\end{aligned}$$

Para  $273,15 \text{ K} < T < 473,15 \text{ K}$ :

$$\log_e(P_{vs}) = \frac{b_0}{T} + b_1 + b_2T + b_3T^2 + b_4T^3 + b_5 \log_e(T) \quad (3.14)$$

$$\begin{aligned}
b_0 &= -0.58002206 \times 10^4 \\
b_1 &= -5.516256 \\
b_2 &= -0,048640239 \\
b_3 &= 0.41764768 \times 10^{-4} \\
b_4 &= -0.14452093 \times 10^{-7} \\
b_5 &= -0,65459673 \times 10
\end{aligned}$$

### 3.2.5 Humidade

A massa de vapor de água num quilograma de ar seco define-se como humidade absoluta em base seca. Esta variável tem uma influência imensa no presente estudo e, como tal, deve ser compreendida e inserida no modelo criado.

No caso de uma bomba de calor, as temperaturas do sistema e a humidade são mais elevadas. Por outro lado, para um sistema frigorífico, as temperaturas são mais baixas e a humidade também.

A humidade absoluta pode ser expressa por

$$\omega = \frac{\text{massa}_{\text{vapor de água}}}{\text{massa}_{\text{ar}}} = 0,622 \frac{P_v}{P_a} = 0,622 \frac{P_v}{P - P_v} = \frac{0,622 \beta P_{vs}}{P - \beta P_{vs}} \left[ \frac{\text{kg}_{\text{vapor de água}}}{\text{kg}_{\text{ar seco}}} \right] \quad (3.15)$$

em que  $P_v$  é a pressão do vapor de água,  $P_a$  é a pressão do ar e  $P$  é a pressão total. A humidade aumenta até que o ar não suporte mais vapor de água, e nesse momento o ar está saturado.

A humidade relativa é o quociente entre a quantidade de vapor de água efetivamente existente no ar e a quantidade máxima de vapor de água que o ar pode suportar a uma dada temperatura, e varia entre 0 e 1 [63]. Esta variável pode ser obtida a partir da equação

$$\beta = 100 \frac{\omega P}{(0,622 + \omega) P_{vs}} \quad (3.16)$$

onde  $P_{vs}$  é a pressão de saturação da água àquela temperatura.

Nos modelos a desenvolver será muito importante estimar a humidade absoluta do ar, tanto no ambiente como na superfície. Na superfície, a humidade poderá traduzir a quantidade de água presente no ar que se irá transformar em *frost*. Esta é uma das propriedades cuja influência na deposição de *frost* sobre uma superfície fria é fácil de detetar e, como tal, tem que ser correctamente estimada.

### 3.2.6 Calor latente de sublimação

No caso em estudo, o vapor de água em contacto com a superfície sofre um choque térmico que promove uma mudança de fase, do estado de vapor para o estado sólido. Neste processo de deposição existe uma transferência energética que tem que ser avaliada. Primeiramente, em [64] foi deduzida a equação seguinte que permite calcular o calor latente do *frost* aquando da sublimação ou deposição, para temperaturas entre  $-40^\circ\text{C}$  e  $0^\circ\text{C}$ .



$$i_{sv(T)} = (2834,1 - 0,29(T) - 0,004(T)^2) \times 1000 \quad (3.17)$$

Mais tarde, tal como *Kandula* [11] indica, *Mago et al.* [62] avançaram com a Equação 3.18, cujos resultados são similares.

$$i_{sv} = 1000 \times \{-0,1083 \times [1,8 \times (T - 273,16) + 32] + 2833\} \quad (3.18)$$

### 3.2.7 Calor específico

O ar seco entre -10°C e 50°C pode ser tratado como um gás ideal com o calor específico,  $c_p = 1,005 \text{ kJ/kg.K}$ . No caso do ar húmido presente na câmara frigorífica, o calor específico do ar seco e do vapor de água são combinados na proporção das suas fracções mássicas. Nestes modelos é considerado que o calor específico do ar húmido é igual ao calor específico do ar seco à mesma temperatura, dado que os valores na prática, são muito semelhantes.

## 3.3 Equações gerais

Para além das propriedades, existem outras grandezas importantes que definem o escoamento do fluido ao longo de uma determinada superfície, e que são utilizadas neste estudo. São elas os números de *Reynolds*, de *Prandlt* e de *Nusselt*.

### 3.3.1 Número de *Reynolds*

O número de Reynolds é utilizado para caracterizar o momento em que um fluido passa do regime de escoamento laminar ou turbulento, e define-se como

$$Re = \frac{V_{ar} L_c}{\nu_{ar}} \quad (3.19)$$

em que  $\nu_{ar}$  é a viscosidade cinemática do ar,  $L_c$  é o comprimento característico da superfície sujeita ao escoamento [m] e  $V_{ar}$  é a velocidade do ar [m/s].

### 3.3.2 Número de *Prandlt*

O número de Prandlt é importante na análise da transferência de calor por convecção, e define-se como

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\nu}{\frac{k}{\rho c_p}} \quad (3.20)$$

onde  $\alpha$  representa a difusividade térmica [m<sup>2</sup>/s].

### 3.3.3 Número de *Nusselt*

Outro número adimensional relevante para caracterizar a convecção forçada é o Número de *Nusselt* [65]. Este define-se como a razão entre o calor transferido por convecção e o calor transferido por condução.

Para uma dada geometria que troca calor por convecção, o número de *Nusselt* é uma função dos números de *Reynolds* e de *Prandlt*. Se essa função for conhecida torna-se possível calcular o coeficiente convectivo local. Para além disso, como o coeficiente de transferência de calor médio é obtido a partir de uma integração, ao longo da superfície do corpo, torna-se possível calcular o coeficiente convectivo médio a partir da equação

$$Nu_{médio} = \frac{h_{médio} L_c}{k_f} \quad (3.21)$$

em que  $L_c$  é um comprimento característico.

Para estimar a eficiência das alhetas do evaporador ou para calcular, por exemplo, o coeficiente de transferência de calor por convecção, é necessário calcular o número de *Nusselt*,

que depende da morfologia da estrutura analisada. O número de Nusselt para a placa plana e para o evaporador tubular com alhetas planas será analisado mais à frente, nos capítulos relativos a cada um destes casos.

### **3.4 Condições de fronteira**

É essencial definir o ambiente que rodeia a superfície fria. Na superfície da placa ou do evaporador, considera-se a espessura nula ( $x = 0$ ) e a temperatura a considerar é a temperatura do evaporador ( $T(x) = T_w$ ). Na superfície da camada ( $x = x_s$ ) a temperatura é igual à temperatura da superfície da camada de frost, ( $T(x_s) = T_s$ ).



## Capítulo 4: Deposição e acumulação de *frost* sobre uma placa plana

### 4.1. Desenvolvimento do modelo de deposição de *frost*

#### 4.1.1. Modelos anteriores

Neste capítulo é apresentado um modelo matemático unidimensional para a deposição de *frost* sobre uma placa plana. O modelo segue as linhas de *Kandula* [11], *Jones e Parker* [46], *Cheng e Cheng* [37] e *Lee et al.* [55]. O propósito desta primeira parte do estudo é assimilar os fundamentos que traduzem este processo físico, antes de prosseguir para a construção de um modelo aplicado a evaporadores com alhetas planas (situação mais realista, ainda que mais complexa).

Para além disso, dado que cada alheta do evaporador pode ser comparada a uma placa plana fina, este estudo irá complementar a modelação de uma estrutura mais complexa no capítulo seguinte. Outros autores também seguiram investigações semelhantes acerca da deposição de *frost* em superfícies planas, sendo que nas últimas décadas esses modelos têm vindo a ser aperfeiçoados. *Léoni et al.* [43] apresentam um “estado da arte” de diversos modelos matemáticos que foram sendo desenvolvidos acerca desta temática.

Tabela 4 - Comparação dos resultados da espessura de vários autores na análise da deposição de *frost* em placas planas [43].

Alcance de valores de espessura					
Dados experimentais		Intervalos de valores			
Autores	Nº de pontos	Temperatura do ar [°C]	Temperatura da superfície [°C]	Humidade relativa do ar [%]	Velocidade do ar [m/s]
<i>Yonko e Sepsy</i> [66]	74	[21;23]	[-28;-8]	[57;80]	[0,27;2,96]
<i>Jones e Parker</i> [46]	21	[22;25]	[-30;-8]	[38;66]	[1,19;2,96]
<i>Lee et al.</i> [10]	40	25	-15	[50;80]	[0,18;5]
<i>Lee et al.</i> [55]	21	[5;15]	[-20;-15]	[60;70]	[1;2,5]
<i>Hermes et al.</i> [44]	125	[16;22]	[-16;-4]	[50;80]	[0,7;1]
<i>Cai et al.</i> [67]	6	15	-10	65	0,25
<i>Wang et al.</i> [68]	90	[-8;19]	[-16;-8]	[42;80]	[2,22;5]
<i>Kandula</i> [11]	5	22,1	-9,1	72	1,77
Gama de resultados	382	[-8;25]	[-30;-4]	[38;80]	[0,18;5]

Tabela 5 - Comparação dos resultados da massa volúmica de vários autores na análise da deposição de *frost* em placas planas [43].

Alcance de valores de massa volúmica					
Dados experimentais		Intervalos de valores			
Autores	Nº de pontos	Temperatura do ar [°C]	Temperatura da superfície [°C]	Humidade relativa do ar [%]	Velocidade do ar [m/s]
<i>Lee et al.</i> [55]	21	[5;15]	[-20;-15]	[60;70]	[1;2,5]
<i>Hermes et al.</i> [44]	52	[16;22]	[-16;-4]	[50;80]	0,7
<i>Kandula</i> [11]	3	22,1	-9,3	71,6	1,77

Alguns dos trabalhos dos autores referenciados nas Tabelas 4 e 5 foram consultados, e a análise da sua investigação foi crucial na construção deste modelo, tal como se pode compreender pela leitura do Capítulo 3. A título de exemplo, pode-se referir que a condutividade térmica do *frost* avançada por Lee et al. [10] ou a massa volúmica do *frost* aperfeiçoada por Hermes et al. [44] foram estudadas e utilizadas nesta dissertação. O trabalho desenvolvido por Kandula [11] também servirá de guia para o modelo a desenvolver dada a qualidade de resultados que apresenta. Como se pode observar na Tabela 6, a semelhança entre os resultados deste autor e de outros é muito alta.

Tabela 6 - Comparação entre as previsões da espessura da camada de frost de vários modelos (%) [11].

	Percentagem de semelhança entre as previsões da espessura do <i>frost</i> para cada modelo (%)			
Dados experimentais	Modelo			
	Hermes et al. [44]	Lee et al. [10]	Schneider [57]	Hermes [54]
Jones e Parker [46]	26,7	19	14,3	42,9
Kandula [11]	<b>100</b>	<b>80</b>	<b>100</b>	<b>40</b>
Cai et al. [67]	0	0	83,3	0
Lee et al. [55]	23,8	0	64,3	19,1
Wang et al. [68]	55,6	38,9	66,2	35,6
Yonko e Sepsy [66]	31,5	17,8	47,9	37
Hermes et al. [44]	87,4	1,1	83,9	87,4
Lee et al. [10]	55	47,5	87,5	47,5

#### 4.1.2 Análise do escoamento

Inicia-se a construção do modelo pela definição do escoamento sobre uma placa plana semelhante à da Figura 20.

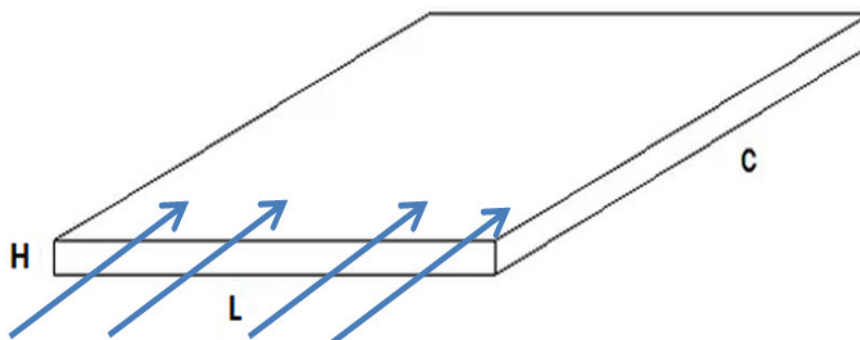


Figura 20 - Representação da placa plana em análise.

O escoamento é paralelo à superfície e laminar e a área de contacto é dada por:  $A = LC$ . O regime laminar do escoamento pode ser comprovado posteriormente através do valor do número de *Reynolds*, calculado como

$$Re = \frac{V_{ar} C_{placa}}{\nu_{ar}} \quad (4.1)$$

Como o número de *Prandtl* será muito provavelmente superior a 0,6 é utilizada a seguinte equação no cálculo do número de *Nusselt* [65].

$$Nu = 0,664 Re_x^{0,5} Pr^{\frac{1}{3}}, \quad Pr \geq 0,6 \quad (4.2)$$

#### 4.1.3 Coeficientes de transferência de calor e de massa por convecção

##### ▪ Coeficiente de transferência de calor

O coeficiente de transferência de calor médio é calculado a partir do número de *Nusselt* como

$$h_a = \frac{Nu k_{ar}}{C_{placa}} \quad (4.3)$$

##### ▪ Coeficiente de transferência de massa

O número de *Sherwood* calcula-se como

$$Sh = \frac{h_m L_c}{D_{mássica}} \quad (4.4)$$

Conhecido o coeficiente de transferência de calor, o coeficiente de transferência de massa por convecção é calculado como

$$h_m = \frac{h_a}{\rho c_p Le^{\frac{2}{3}}} \quad (4.5)$$

Porém, faz-se notar que a equação sugerida por *Kandula* [11] apresenta incoerências em relação às unidades finais do coeficiente de transferência de massa. Com efeito, numa análise mais cuidada nota-se que  $h_m$  se irá definir em  $m/s$  em vez de  $kg/m^2s$  como seria de prever.

Como o coeficiente de transferência de massa por convecção pode ser obtido de outras formas, seguiu-se a lógica apresentada em [14] e em [16], onde se utiliza uma correlação proposta por *Threkeld* [53]

$$h_m = \frac{h_c}{Le^{\frac{2}{3}} c_{par}} \quad (4.6)$$

#### 4.1.4 Fluxos mássico e térmico

##### ▪ Fluxo mássico

A quantidade total de massa de vapor de água transferida do ar húmido para a superfície da camada de *frost* pode ser definida a partir do valor da humidade do ar exterior e da humidade na superfície do *frost*. O produto da diferença destas pelo coeficiente de transferência de massa por convecção permite calcular o fluxo mássico como

$$\dot{m}'' = h_m (\omega_a - \omega_s) \quad (4.7)$$

*Hermes et al.* [44] sugerem a Equação 4.8, que contempla a divisão do fluxo mássico em duas partes: uma parte que se difunde ao longo da camada ( $\dot{m}_d$ ) e outra que se acumula à superfície e aumenta a sua espessura ( $\dot{m}_x$ ).

$$\dot{m}'' = \dot{m}_d'' + \dot{m}_x'' = \rho_f \frac{dx_s}{dt} + x_s \frac{d\rho_f}{dt} \quad (4.8)$$

Assim, neste estudo, apresenta-se o processo de densificação da camada como o produto da espessura da camada pela variação da massa volúmica, tal como sugerido em [44]

$$\dot{m}_d'' = x_s \dot{\rho}_f = b \dot{m}_x'' x \frac{dT}{dx} \quad (4.9)$$

Nesta correlação,  $\frac{dT}{dx}$  pode traduzir-se por

$$\frac{dT}{dx} = \frac{\dot{q}'' + \dot{m}_x'' i_{sv}}{k_f} \quad (4.10)$$

onde  $\dot{q}''$  é o calor sensível transferido a partir do ar húmido

$$\dot{q}''_{sen} = h_a(T_a - T_s) \quad (4.11)$$

Conjugando as equações anteriores *Hermes et al. [44]* apresentam a seguinte igualdade:

$$\dot{m}'' = \frac{bx_s i_{sv}}{k_f} \dot{m}''^2_x + \left(1 + \frac{bx_s \dot{q}''}{k_f}\right) \dot{m}''_x, \quad b = 0,266 \quad (4.12)$$

Por fim, a partir da equação anterior pode calcular-se o fluxo mássico de acumulação da camada de *frost*, e de seguida o fluxo mássico de densificação, como

$$\dot{m}''_x = \frac{-\left(1 + \frac{bx_s \dot{q}''}{k_f}\right) + \left(\left(1 + \frac{bx_s \dot{q}''}{k_f}\right)^2 + 4\dot{m}''_x \left(\frac{bx_s i_{sv}}{k_f}\right)\right)^{0,5}}{2\frac{bx_s i_{sv}}{k_f}} \quad (4.13)$$

$$\dot{m}''_d = \dot{m}'' - \dot{m}''_x \quad (4.14)$$

#### ▪ Fluxo térmico

O total de energia térmica transferida entre o ar e a superfície da camada pode dividir-se em dois: 1- calor sensível, consequência da diferença de temperatura dos dois meios; e 2- calor latente de sublimação dada a mudança brusca de fase que ocorre na transformação do vapor de água em *frost* [11]. Apesar de autores como *Hermes et al. [44]*, contabilizarem a transferência de calor por radiação, optou-se por não a considerar, atendendo às razões descritas na secção 3.1.

$$\dot{q}''_{lat} = h_m i_{sv}(\omega_a - \omega_s) = \dot{m}'' i_{sv} \quad (4.15)$$

$$\dot{q}_{total} = A(\dot{q}''_{sen} + \dot{q}''_{lat}) \quad (4.16)$$

#### 4.1.5 Evolução da temperatura na superfície da camada de frost

A temperatura superficial da camada de *frost* é uma variável importante na análise deste tipo de escoamento, e pode ser obtida com recurso ao número de *Jakob. Ribeiro et al. [22]*, no seu modelo computacional, utilizam um número de *Jakob* modificado para determinar a temperatura superficial de uma camada de *frost*. A mesma lógica será aqui utilizada em ambos os modelos computacionais desenvolvidos.

$$Ja = \frac{c_p}{i_{sv}} \frac{T_a - T_w}{\omega_a - \omega_s} \quad (4.17)$$

Simultaneamente, é utilizada a correlação apresentada anteriormente por *Hermes [54]*

$$\frac{T_s - T_w}{T_a - T_w} = \frac{\theta}{1 + \theta} \Leftrightarrow T_s = T_w + \frac{\theta(T_a - T_w)}{1 + \theta} \quad (4.18)$$

onde

$$\theta = Nu \frac{k_{ar}}{k_f} \left(1 + \frac{1}{Ja}\right) \left(\frac{x}{\phi_o}\right) \quad (4.19)$$

#### 4.1.6 Taxa de crescimento da camada de frost

A massa de vapor de água que se deposita na superfície da camada pode ser obtida rearranjando as duas Equações 4.12 e 4.13. Assim sendo, obtém-se a equação da taxa de crescimento da camada de *frost* em função do tempo que se utiliza no cálculo iterativo.

$$\frac{dx}{dt} = \frac{\dot{m}_x''}{\rho_f} \Leftrightarrow dx = \frac{\dot{m}_x''}{\rho_f} dt \quad (4.20)$$

$$x_1 = x_0 + dx \quad (4.21)$$

#### 4.2 Implementação e validação do modelo

Como já referido previamente, o modelo aplica-se a condições de congelação num meio frigorífico. O principal objectivo é obter a evolução temporal do crescimento da espessura da camada, da sua massa volúmica e da temperatura superficial da camada de *frost*. A partir daí é possível obter mais informação, como por exemplo, a massa de *frost* acumulada.

De forma a implementar e validar o modelo foi feita uma pesquisa de experiências numéricas com o mesmo objectivo deste estudo – prever o crescimento da camada de *frost*. Na literatura foram encontrados diversos trabalhos de investigação. No entanto, para testar este tipo de modelo computacional é necessário possuir muita informação acerca das condições do sistema. Como tal, apesar de terem sido identificadas experiências muito interessantes, como em [11] ou [54], optou-se por implementar o modelo aplicando as mesmas condições do estudo apresentado em [55]. Nesse estudo é desenvolvido um modelo matemático capaz de prever o crescimento de uma camada de *frost* sobre uma placa plana, e de estimar as características da sua transferência de calor e massa. De seguida, o modelo é validado por comparação com resultados analíticos e experimentais. Esta comparação apresenta resultados com um erro inferior a 10%. Como tal, o estudo foi seleccionado como termo de comparação do modelo construído previamente. Assim, serão consideradas as mesmas condições aí reportadas.

Neste estudo levado a cabo por *Lee et al.* [55] é testada uma placa plana com 15 cm de largura e 30 cm de comprimento. Esta é submetida a um escoamento de ar com uma humidade relativa de aproximadamente 60%, à temperatura de 15,2°C. A placa encontra-se num espaço confinado submetido a pressão atmosférica constante e a sua temperatura superficial é mantida a -14,8°C. O ar circula à velocidade constante de 2,5 m/s. As condições resumem-se na Tabela 7.

*Tabela 7 – Condições utilizadas na simulação da deposição de frost sobre a placa plana.*

<b>Humidade do ar</b>	<b><math>\beta = 60\%</math></b> <b><math>\omega_a = 0,00633 \text{ kg}_{\text{água}}/\text{kg}_{\text{ar}}</math></b>
<b>Temperatura do ar</b>	15,2 °C
<b>Temperatura da placa</b>	-14,8 °C
<b>Velocidade do escoamento</b>	2,5 m/s
<b>Comprimento da placa</b>	0,30 m
<b>Largura da placa</b>	0,15 m

Para além da informação anterior é necessário definir outras grandezas que caracterizem o ambiente exterior à placa e que serão utilizadas no cálculo. Estas grandezas apresentam valores tabelados [65], com excepção do calor específico do ar húmido que foi calculado com recurso à Equação 3.20.

Tabela 8 – Propriedades do ar húmido no exterior da placa analisada.

<b>Pressão atmosférica</b>	<b>101 325 Pa</b>
<b>Pressão de saturação do vapor de água (15°C)</b>	1705,1 Pa
<b>Massa volúmica do ar a 15°C</b>	1,22 kg/m <sup>3</sup>
<b>Viscosidade cinemática do ar a 15°C</b>	14,5 × 10 <sup>-6</sup> m <sup>2</sup> /s
<b>Condutividade térmica do ar</b>	0,0253 W/mK
<b>Calor específico do ar</b>	1004,2 J/kg.K
<b>Calor específico do vapor de água</b>	1861 J/kg.K
<b>Calor específico do ar húmido</b>	1016 J/kg.K

De seguida, procede-se ao cálculo dos números de *Reynolds*, de *Prandtl* e de *Nusselt*.

$$Re = \frac{V_{ar} \times C_{placa}}{\nu_{ar}} = 51724$$

Como este valor é inferior a  $5 \times 10^5$  o escoamento é laminar.

$$Pr = \frac{\frac{V_{ar}}{k_{ar}}}{\rho_{ar} c_p} = 0,708$$

O número de *Nusselt* é calculado como

$$Nu = 0,664 \times Re^{0,5} \times Pr^{\frac{1}{3}} = 134,5732$$

Posteriormente, com as condições do escoamento e do ambiente já definidas, avança-se para o cálculo iterativo. A cada intervalo de tempo o modelo computacional irá calcular diversas grandezas e coeficientes que afetam o sistema, como é o caso da massa volúmica do *frost* ou do coeficiente de transferência de calor por convecção do ar húmido. Cada passo de tempo é de 1 segundo e a simulação corresponde ao tempo total de 180 min.

As condições iniciais definidas para o sistema, como é o caso da espessura inicial da camada de *frost* ou da velocidade inicial de crescimento da camada, são semelhantes às de outros autores. Por exemplo, *Tao et al.* [31] escolheram um valor de  $10^{-4}$  m para a espessura inicial da camada, e noutras publicações mais recentes de *Na e Webb* [8] escolheram um valor de  $2 \times 10^{-5}$  m. Em relação à temperatura inicial da camada assume-se que seja igual à temperatura da superfície do evaporador. Como tal, obtêm-se os valores da Tabela 9.

Tabela 9 - Condições iniciais da simulação da deposição de *frost* numa placa plana.

<b>Temperatura inicial da superfície da camada de <i>frost</i></b>	258,21 K
<b>Espessura inicial da camada de <i>frost</i></b>	0,00002 m
<b>Velocidade inicial de crescimento da camada <math>\left(\frac{dx}{dt}\right)</math></b>	0,00001 m/s

A cada passo de tempo é calculada a massa volúmica do *frost* ( $\rho_f$ ) e de seguida a condutividade térmica do *frost* ( $k_f$ ) já que esta depende diretamente da primeira. O valor da massa volúmica vai crescer à medida que a espessura e a temperatura da camada vão aumentando. Para além disso, a massa volúmica irá ter influência directa na condutividade térmica do *frost* como se constata na Equação 3.8.

A transferência de calor (sensível ou latente) e de massa obtêm-se a partir das Equações 4.10, 4.13 e 4.17. Em relação ao número de *Lewis*, será utilizado um valor igual a 0,9, seguindo a linha de raciocínio de *Nellis* [16].

$$h_a = \frac{Nuk_{ar}}{C_{placa}} = 11,349 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$h_m = \frac{h_a}{\frac{2}{Le^3 c_{par}}} = 0,012 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

Entretanto, também é obtida a pressão de saturação na superfície da camada de *frost* através da Equação 3.13 e, a partir daí, a humidade absoluta na interface entre o ar e o *frost*. Por fim, torna-se possível estimar o fluxo mássico total a partir da Equação 4.9.

$$\log_e(P_{vs}) = \frac{a_0}{T} + a_1 + a_2T + a_3T^2 + a_4T^3 + a_5T^4 + a_6 \log_e(T)$$

$$\omega_s = \frac{0,622P_v}{P-P_v} \frac{\text{kg}_{\text{vapor de água}}}{\text{kg}_{\text{ar seco}}} \quad (4.22)$$

$$\dot{m}'' = h_m(\omega_a - \omega_s)$$

Juntando a Equação 4.22 com a equação seguinte, de onde advém o calor latente de sublimação, é possível calcular o coeficiente de transferência de calor latente do ar.

$$i_{sv} = 1000 \times \{-0,1083 \times [1,8 \times (T_w - 273,16) + 32] + 2833\} = 2,8325 \times 10^6 \text{ J/kg}$$

$$h_{latente} = \frac{\dot{m}'' i_{sv}}{T_a - T_s} = 6,51 \text{ W/m}^2\text{.K}$$

Somando  $h_{latente}$  e  $h_{ar}$  obtém-se um coeficiente de transferência de calor efectivo que permite atingir um resultado do calor total transferido entre a placa e o ar exterior. Assim, também se pode estimar o fluxo mássico de densificação e de deposição ( $\dot{m}_a''$  e  $\dot{m}_x''$ ) com recurso às Equações 4.15 e 4.16.

$$h_{efetivo} = h_{latente} + h_a \quad (4.23)$$

Por fim, calcula-se a velocidade de crescimento da camada ( $dx/dt$ ), a massa acumulada de frost e a temperatura superficial da camada ( $T_s$ ). Depois de obter todas estas variáveis, por esta ordem, para um dado instante, o cálculo progride para o instante seguinte e assim sucessivamente.

No final, obtém-se a evolução temporal da espessura da camada e da temperatura da superfície da camada.

### 4.3 Análise, discussão e validação dos resultados

Após a simulação foram obtidos os dois gráficos esperados. Na Figura 21 encontra-se a evolução temporal da temperatura da superfície da camada ao longo de 180 min. Pode-se observar uma curvatura côncava, semelhante a uma representação logarítmica. A temperatura aumenta de -15°C até aproximadamente -7°C ao longo da espessura da camada.

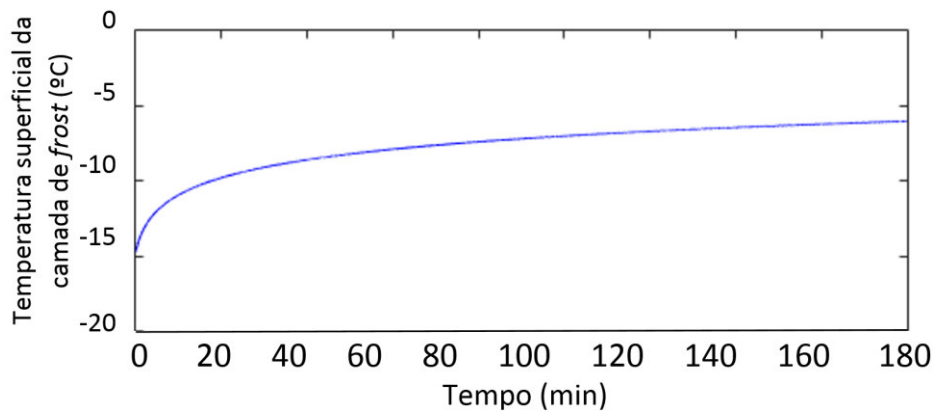


Figura 21 - Temperatura superficial da camada de frost em função do tempo (placa plana).

A Figura 22 apresenta a evolução temporal da espessura da camada de frost. Neste caso, a camada uniforme sobre a superfície da placa atinge uma espessura de 4,3 mm.

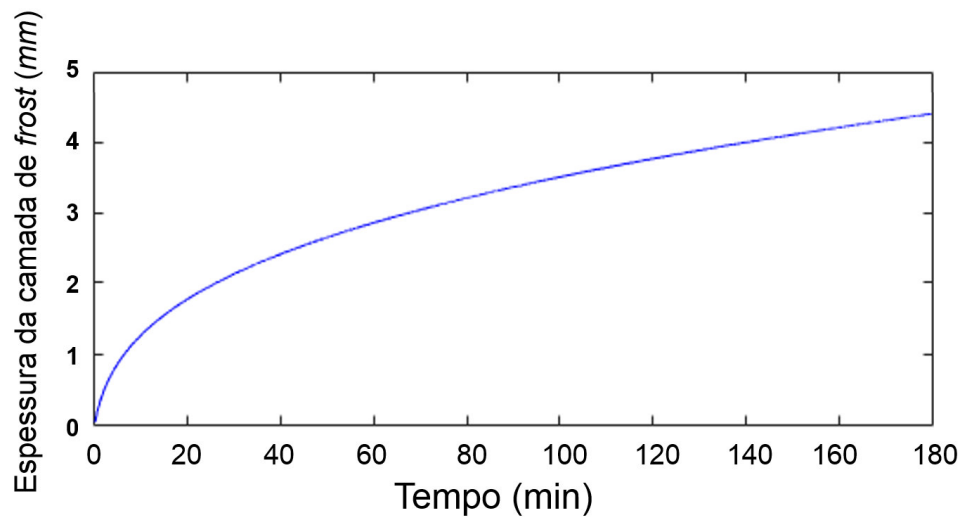


Figura 22 - Espessura da camada de frost em função do tempo (placa plana).

Em relação à massa volúmica do frost denota-se um crescimento inicial mais rápido na primeira hora, que tende a estagnar até aos 180 min. No final, a massa volúmica do frost apresenta o valor aproximado de  $110 \text{ kg/m}^3$ .

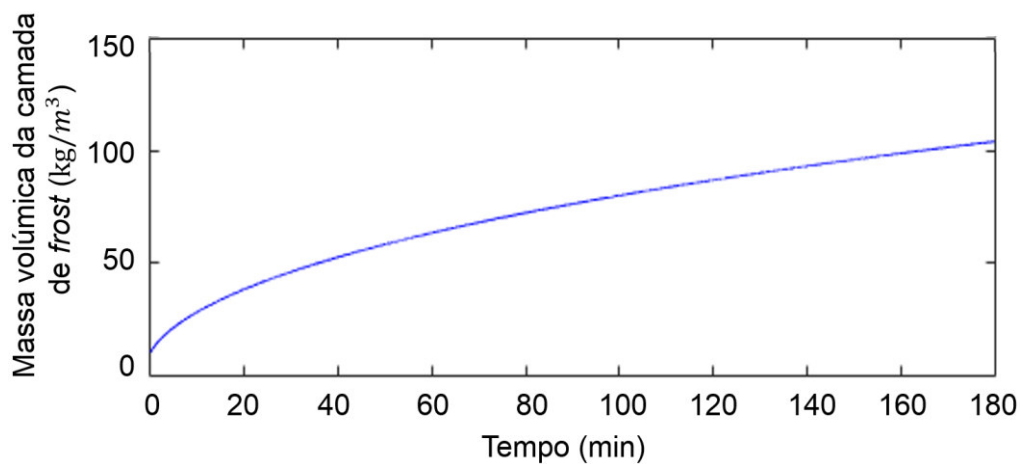


Figura 23 - Massa volúmica do frost em função do tempo (placa plana).



O fluxo de massa do ar húmido para a camada de *frost* apresenta-se quase constante ao longo do tempo tal como representado na Figura 24. Inicialmente é de  $6 \text{ kg/m}^3$  e depois baixa lentamente, até atingir  $5 \text{ kg/m}^3$  após 180 min.

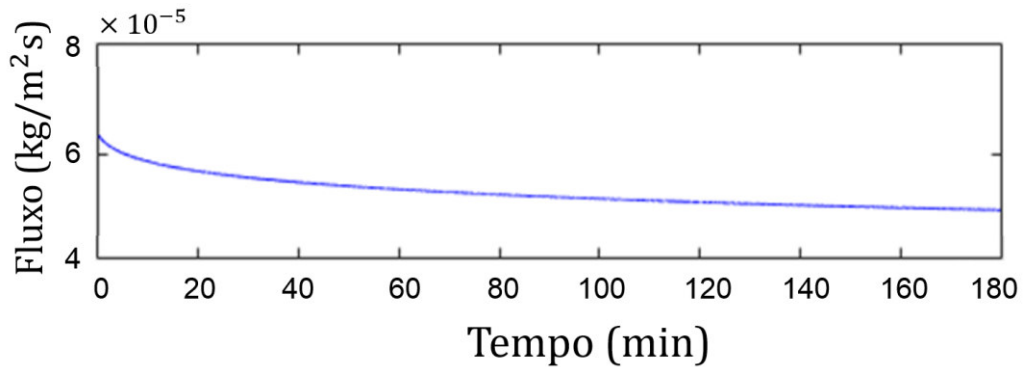


Figura 24 - Fluxo mássico total em função do tempo (placa plana).

Por fim, o modelo apresenta resultados para a variação temporal do fluxo de calor. Este é dividido pelo calor latente e pelo calor sensível. Todas as evoluções apresentam um comportamento aparentemente logarítmico, com concavidade virada para cima. O fluxo de calor total inicial é de  $500 \text{ W/m}^2$ , e no fim atinge os  $400 \text{ W/m}^2$ . O fluxo de calor sensível começa com  $340 \text{ W/m}^2$  e reduz até  $250 \text{ W/m}^2$ . Por fim, a taxa de transferência de calor associada à mudança de fase do vapor de água presente no ar húmido baixa de  $170 \text{ W/m}^2$  para  $150 \text{ W/m}^2$  durante a simulação.

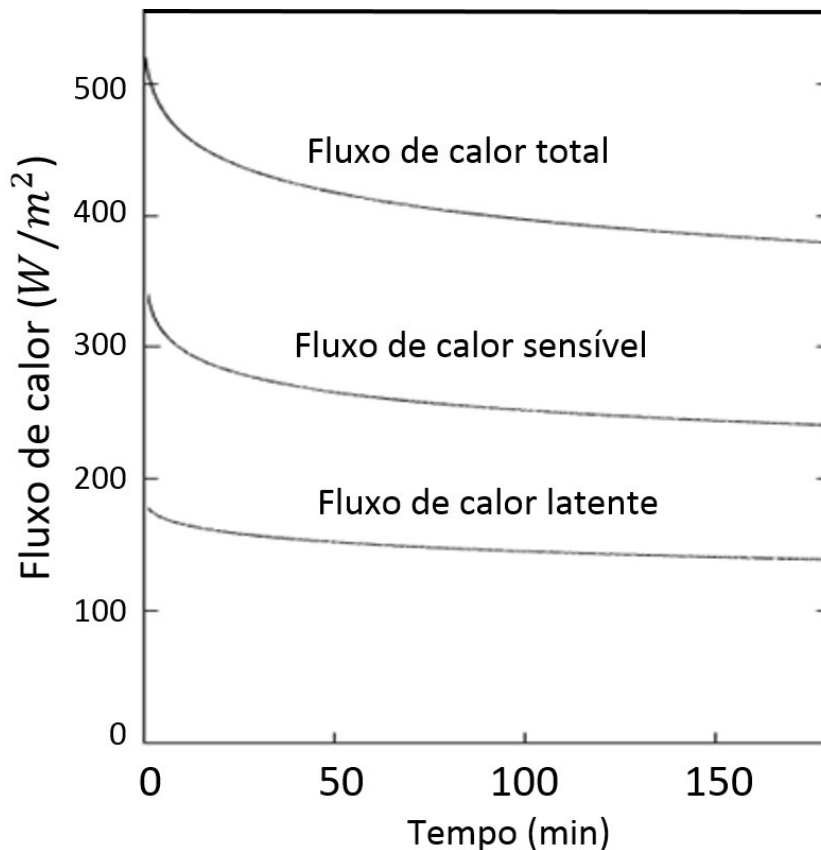


Figura 25 - Fluxo de calor total, sensível e latente em função do tempo (placa plana).

Como com qualquer modelo computacional, o processo de validação é crucial. Como tal, procede-se neste capítulo à comparação dos resultados obtidos, a partir do modelo matemático desenvolvido, com os resultados obtidos por *Lee et al.* [55]. Também se tentará compreender e explicar as razões para possíveis discrepâncias. Todos os resultados correspondem a uma placa plana sob as condições implementadas.

Os autores [55] consideraram uma experiência dividida em secções controladas individualmente através de uma câmara frigorífica com humidade e temperatura controlada, uma placa de arrefecimento a temperatura constante e um sistema de ventilação de ar. Com recurso a sensores foi medida a temperatura do ar e do *frost*, a humidade do ar e a espessura da camada. O refrigerante utilizado foi uma mistura de água destilada e etilenoglicol na proporção de 4:6. Para além da experiência, os autores desenvolveram um modelo matemático que estimou evolução da espessura, da massa volúmica e da temperatura superficial da camada. De seguida apresentam-se os gráficos sobrepostos dos resultados obtidos para cada uma destas grandezas.

#### 4.3.1 Temperatura superficial da camada de *frost*

Em primeiro lugar, compara-se a evolução dos gráficos da temperatura superficial da camada em função do tempo. Assim, na Figura 26 encontra-se a sobreposição dos resultados obtidos no modelo matemático sobre os resultados de *Lee et al.* [55].

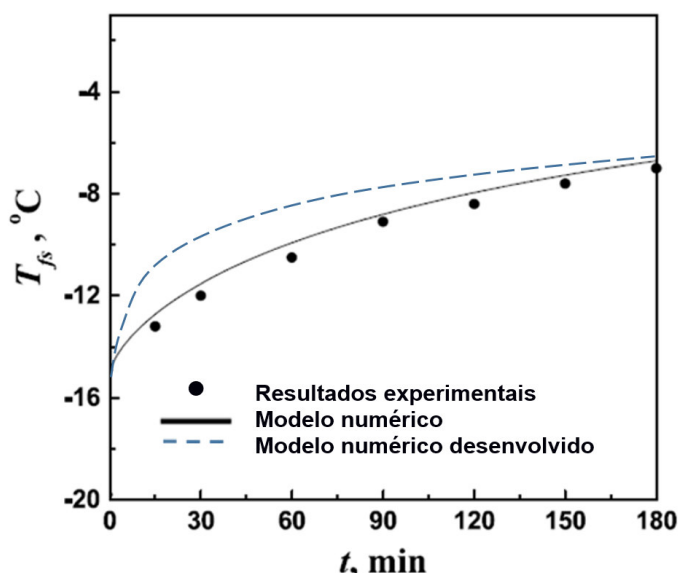


Figura 26 – Comparação entre os resultados do modelo desenvolvido e os resultados de *Lee et al.* [55] para a temperatura superficial da camada.

No modelo computacional testado em *Matlab* a velocidade do ar é de 2,5 m/s, a humidade relativa é de 60% e a placa possui cerca de 30 cm de comprimento e 15 cm de largura. Os resultados da temperatura superficial da camada de *frost* apresentam uma variação de -15°C a -7°C no espaço de 3 h (180 min).

A função apresenta um comportamento essencialmente logarítmico nos primeiros 50 a 60 min, subindo 5°C, e a partir daí, assume um comportamento essencialmente linear com um declive baixo. Ou seja, após essa subida mais brusca prevê-se que a temperatura superficial da camada aumente mais lentamente. No modelo matemático avançado por *Lee et al.* [55], a temperatura apresenta uma concavidade menos acentuada, ou seja, o aumento de temperatura não é tão brusco inicialmente como previsto pelo modelo computacional aqui desenvolvido. Porém, nota-se que a variação absoluta da temperatura superficial da camada de *frost* é semelhante durante o total da experiência.

Outros autores como *Kandula* [11] desenvolveram modelos computacionais para deposição de *frost* numa placa plana. *Kandula* [11] também optou por utilizar o estudo de *Lee et al.* [55] para validar o seu modelo, e o resultado obtido para a evolução temporal da temperatura superficial encontra-se na Figura 27.

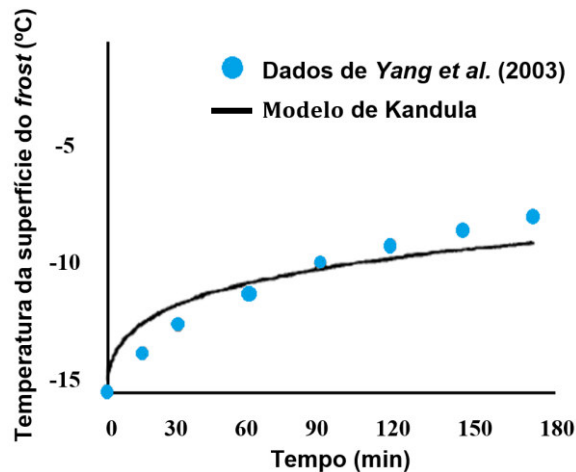


Figura 27 - Comparação entre os resultados de Lee et al. [55] e de Kandula [11] para a temperatura superficial da camada.

Observa-se na Figura 27 que a curvatura é aparentemente logarítmica com uma concavidade mais acentuada nos momentos iniciais. O mesmo ocorre no modelo construído neste trabalho. Kandula [11] confere que o crescimento da temperatura é superior nos primeiros 50 min. Porém, também se denota que a temperatura final prevista por Kandula [11] é inferior à apresentada por Lee et al. [55]. No entanto, o resultado obtido por Kandula [11] é satisfatório dado que existe uma incerteza associada à temperatura medida experimentalmente. Com efeito, Lee et al. [55] comentam no seu estudo que existe pouca informação publicada acerca da evolução da temperatura superficial de uma camada de frost, e que é muito difícil medi-la com exatidão. Neste caso, há uma incerteza de 4,36% associada ao termómetro de infra-vermelhos usado na medição da temperatura superficial da camada. O crescimento mais rápido da temperatura, no início, pode dever-se ao facto de a espessura da camada também aumentar mais rapidamente nos instantes iniciais, estando estas duas grandezas directamente relacionadas.

#### 4.3.2 Espessura da camada de frost

Em segundo lugar, apresenta-se a mesma comparação para o crescimento temporal da camada de frost.

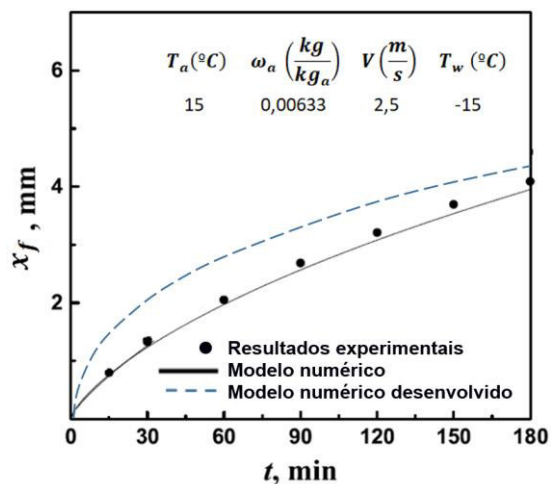


Figura 28 - Comparação entre o modelo desenvolvido e os resultados de Lee et al. [55] para a espessura da camada.

Como na evolução da temperatura superficial, as funções obtidas pelos autores apresentam uma representação geral semelhante. Os gráficos também possuem concavidade para baixo e um comportamento logarítmico que tende para linear, depois da subida inicial. No modelo criado, conta-se que a espessura aumente até 4,3 mm em 180 min e nos resultados

experimentais, a camada cresceu 4 mm no total. Inicialmente, prevê-se que o crescimento da camada seja mais acentuado do que nos indicam as medições feitas por *Lee et al.*. No entanto, apesar das funções terem uma curvatura inicial diferente, os resultados finais são quase iguais.

Como na medição da temperatura superficial, a medida experimental da espessura também possui um erro associado que poderá ser a razão da diferença entre a previsão computacional e os primeiros resultados práticos. Na medição da espessura do *frost*, os autores indicam-nos que o erro associado ao micrômetro digital é de 5,57%.

#### 4.3.3 Massa volúmica da camada de *frost*

A massa volúmica do *frost* é calculada a partir da massa medida com recurso a uma balança e do valor da espessura medido. A pesagem é repetida a cada 30 min e tem uma incerteza associada de 6,94%. Na Figura 29 observa-se uma concordância muito boa entre o modelo matemático de *Lee et al.* [55] (linha contínua) e os seus resultados práticos durante todo o período da experiência (linha pontilhada). Na mesma figura comparam-se os resultados com a previsão do modelo computacional desenvolvido (linha tracejada).

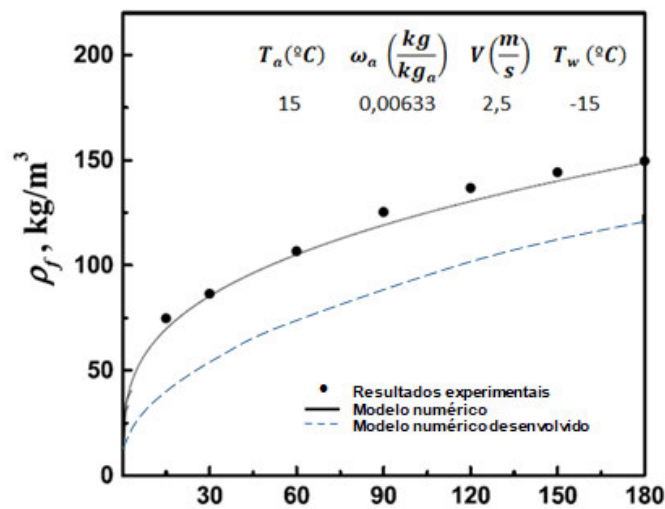


Figura 29 - Comparação da massa volúmica prevista no modelo desenvolvido com os resultados de *Lee et al.* [55].

A experiência de *Lee et al.* [55] indica que a massa volúmica cresce de forma súbita nos primeiros 30 min e que, de seguida, a velocidade de crescimento diminui até atingir os 150  $kg/m^3$  aos 180 min. Por outro lado, a previsão do modelo construído neste trabalho indica uma evolução semelhante que no final apresenta uma massa volúmica de 120  $kg/m^3$ . Resumindo, é possível observar uma discrepância de cerca de 25% entre ambas as curvas. Com efeito, apesar de possuírem uma curvatura parecida, a previsão da massa volúmica é inferior à modelada por *Lee et al.* [55].

A discrepância entre os resultados deste modelo e o estudo utilizado no processo de validação está relacionada com os resultados da temperatura superficial da camada. Como se viu na Equação 3.4, que define a massa volúmica, esta depende directamente da temperatura da superfície. Dado que a evolução da temperatura superficial da camada também não é semelhante à de *Lee et al.* [55], essa diferença reflete-se nos resultados da massa volúmica. Por outro lado, a dependência entre as duas grandezas nota-se facilmente na Figura 30. Dado que a Equação 3.4 é uma função exponencial, uma pequena variação da temperatura tem um impacto elevado no cálculo da massa volúmica. Por exemplo, se a temperatura superficial do *frost* aumentar apenas 1°C, a massa volúmica aumenta cerca de 20  $kg/m^3$  no final, como se observa pelo tracejado a vermelho.

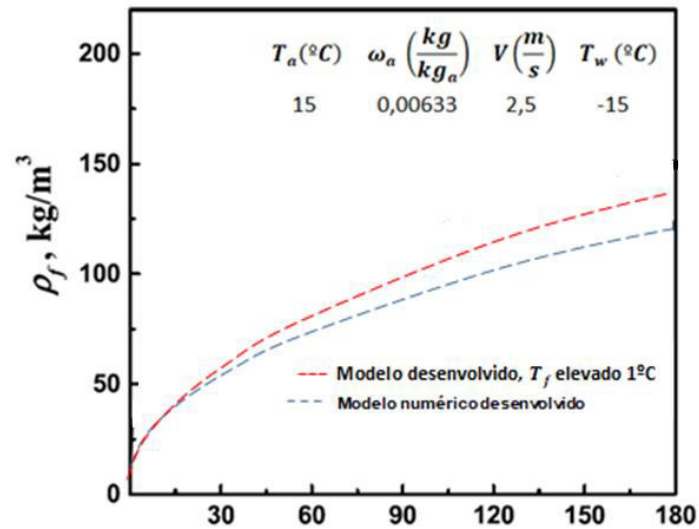


Figura 30 - Efeito do aumento de 1°C no cálculo da massa volúmica do frost.

Assim, tanto o erro associado ao cálculo da temperatura superficial a partir da correlação da Equação 4.20 como a incerteza associada às medições experimentais executadas por *Lee et al.* [11] podem justificar a diferença entre resultados.

De seguida, também se acrescentam os resultados obtidos por *Kandula* [11]. Com efeito, *Kandula* [11] construiu um modelo matemático para a deposição de *frost* em placas planas, e também utilizou a experiência prática de *Lee et al.* [55] no seu processo de validação. Apresenta-se na Figura 31 o resultado obtido por *Kandula* [11], que, praticamente, iguala os resultados experimentais. Isto serve para provar que a experiência de *Lee et al.* [55] é uma boa fonte de comparação e de validação.

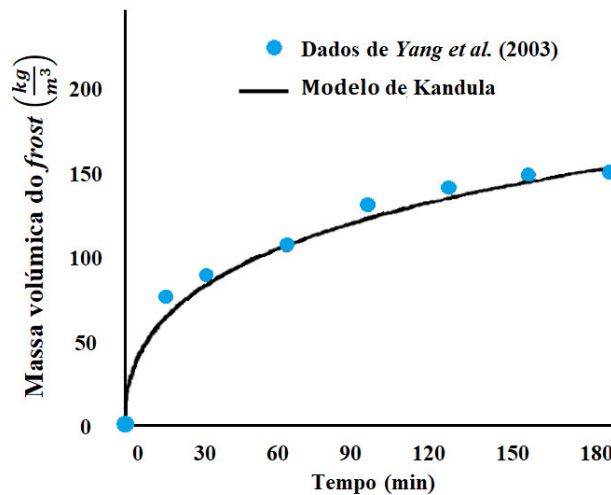


Figura 31 - Medições da massa volúmica por *Yang et al.* [55] e previsão do modelo de *Kandula* [11].

#### 4.3.4 Fluxo mássico na camada de *frost*

A Figura 32 apresenta os resultados numéricos da variação do fluxo mássico total durante o processo de deposição. Este fluxo conjuga toda a massa que se deposita à superfície e a massa que difunde através da camada e a densifica.

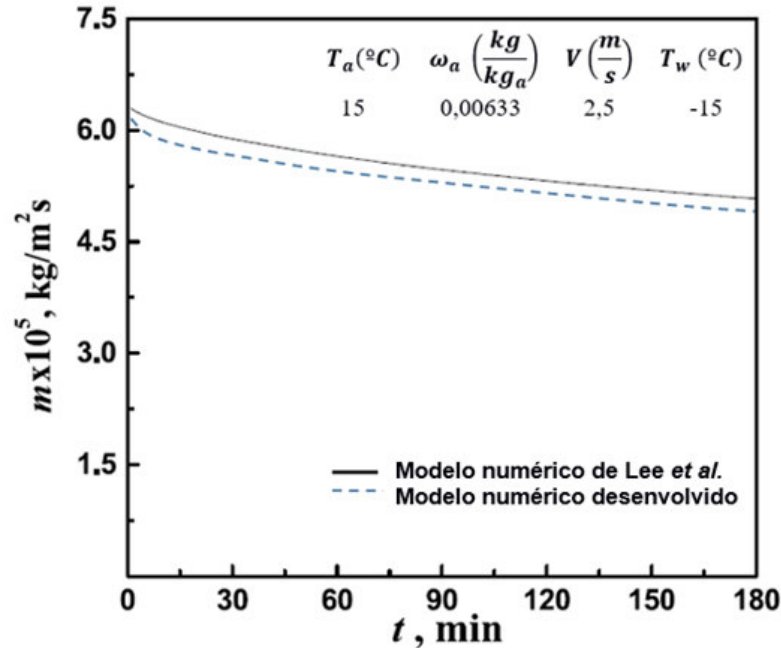


Figura 32 - Comparação do fluxo mássico previsto pelo modelo desenvolvido com os resultados de Lee et al. [55].

O fluxo mássico baixa lentamente de  $6 \times 10^{-5} \text{ kg/m}^2\text{s}$  até  $5 \times 10^{-5} \text{ kg/m}^2\text{s}$  durante 180 min. Esta redução pode dever-se ao facto de à medida que  $T_s$  aumenta, a humidade na superfície da camada também aumenta e, como a humidade do ar permanece quase constante, de acordo com a Equação 4.9 o fluxo mássico total irá diminuir.

Por outro lado, pode deduzir-se que ao longo do tempo o fluxo mássico latente também irá diminuir. Com efeito, dado que a massa volúmica da camada aumenta, torna-se mais difícil para o vapor de água difundir ao longo da camada. Consequentemente, o processo de densificação torna-se mais lento e a quantidade de cristais de *frost* que se geram dentro da camada diminui.

#### 4.3.5 Fluxo térmico na camada de *frost*

Por fim, apresentam-se as previsões do fluxo de calor total, dividido pelo calor sensível e latente.

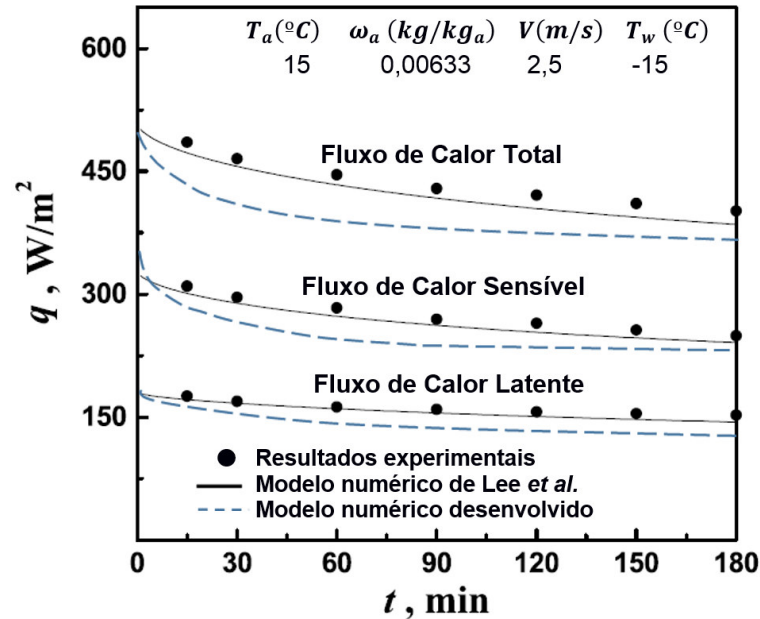


Figura 33 - Comparação entre o fluxo de calor (total, sensível e latente) previsto no modelo desenvolvido e os resultados de Lee et al. [55].

As previsões indicam que o fluxo de calor sensível é quase o dobro do fluxo de calor latente. Também se observa que ambos diminuem com o tempo, à medida que a temperatura superficial da camada aumenta com o crescimento da sua espessura. O fluxo de calor latente é aquele que permanece mais estável apesar da sua queda acentuada no momento inicial da formação de *frost*.

Numa análise quantitativa, o fluxo de calor sensível baixa de 340 para 250 W/m², o fluxo de calor latente baixa de 180 para 150 W/m², sendo que, somando os dois, o fluxo de calor total reduz de 500 para aproximadamente 400 W/m² aos 180min. Esta descida de 25% ocorre tanto no modelo desenvolvido como nos resultados experimentais registados por Lee et al. [55]. Se, por um lado, ao longo da experiência, a redução tem uma evolução essencialmente igual, por outro lado, no modelo matemático, a queda é mais acentuada no início e depois tende a reduzir lentamente. No geral, a evolução do fluxo de calor apresenta uma curvatura parecida com a do fluxo mássico. A incerteza experimental da medição é de 3,7% [55], o que pode explicar a ligeira diferença na curvatura das funções. O fluxo de calor latente tem uma evolução essencialmente constante dado que a humidade na superfície da camada de *frost* também tem uma variação pouco notória.

#### 4.3.6 Influência das várias grandezas na deposição de *frost*

De seguida pretende-se explicar a relação entre as várias grandezas analisadas.

Diversos autores apontam para o facto de que estas variáveis estão todas interligadas. Várias experiências mostram que o crescimento da camada, a densificação e o fluxo de calor dependem da temperatura superficial da camada de *frost*, da temperatura do evaporador ou de parâmetros do ambiente circundante, como a humidade do ar, a velocidade do ar e a temperatura a que o ar entra na câmara. Esta mesma análise é aqui apresentada.

Em primeiro lugar, pretende-se compreender qual o impacto da variação da temperatura da placa no crescimento da camada de *frost*. Como tal, executou-se uma simulação em que se variou apenas a temperatura da placa, a qual assumiu os valores de -10, a -15 e a -20 °C.



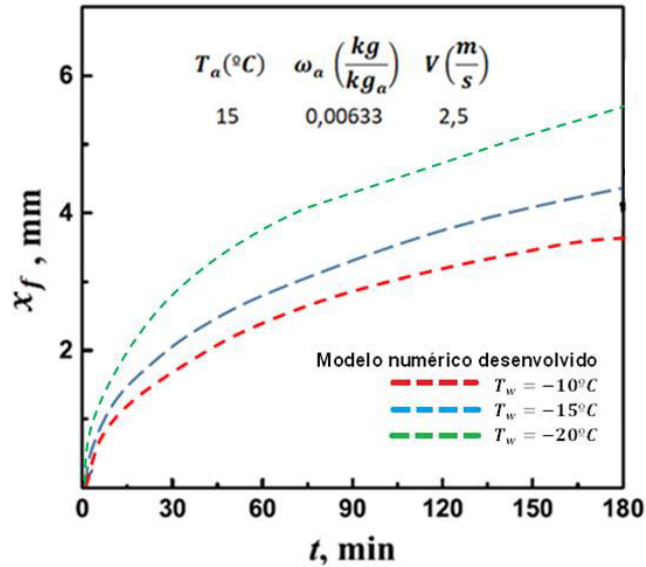


Figura 34 - Impacto da variação da temperatura da placa no cálculo da espessura da camada de frost.

Na Figura 34 nota-se que a redução da temperatura da placa para  $-20^\circ\text{C}$  provoca um aumento elevado na espessura final da camada. Por outro lado, o aumento para  $-10^\circ\text{C}$  provoca um crescimento menor. Neste caso, em vez de  $4,1 \text{ mm}$ , a espessura atinge apenas cerca de  $3,4 \text{ mm}$ . Ou seja, dá-se uma redução de aproximadamente 18% na espessura da camada. A diminuição da temperatura da placa para  $-20^\circ\text{C}$  provoca um crescimento até  $5,3 \text{ mm}$  na espessura da camada, o que equivale a um aumento de 30%. No geral, o crescimento da espessura da camada assume um comportamento similar dado que a curvatura dos gráficos é semelhante.

Em segundo lugar, testou-se o efeito da variação da humidade relativa do ar. Neste contexto, foi feita uma simulação com 60%, 65% e 70% de humidade relativa do ar, mantendo todas as outras grandezas constantes.

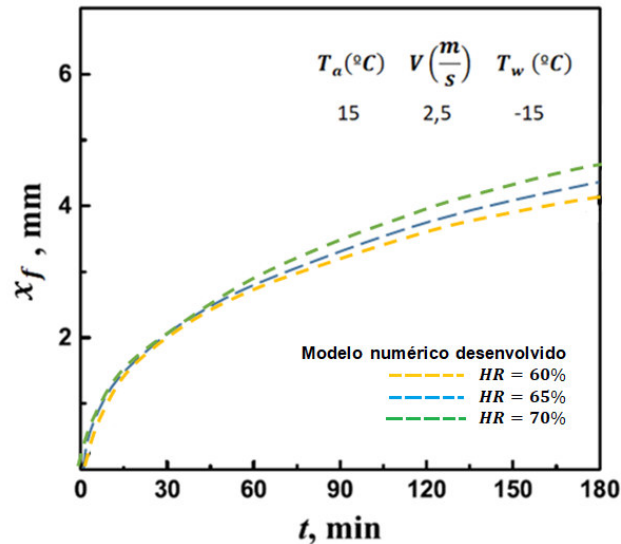


Figura 35 - Impacto da variação da humidade relativa do ar no cálculo da espessura da camada de frost.

Apesar de ter sido constatado por outros autores como Yonko and Sepsy [48] ou Kandula [11] que a humidade do ar tem influência no crescimento da camada, é possível constatar a partir da Figura 35 que o seu impacto é pequeno. Como foi sugerido pelos autores, o aumento da humidade do ar provoca um aumento na espessura da camada. No entanto, este impacto não



aparenta ser elevado, dado que o aumento ou redução da humidade do ar em 5% causa apenas uma variação de 0,3 mm na espessura da camada.

Em [11] *Kandula* apresenta uma análise de várias experiências executadas por outros autores. Este utiliza as mesmas condições experimentais e aplica-as no seu modelo. No final, tira algumas conclusões. Na sua comparação com a experiência de *Yonko and Sepsy* [48] conclui que a velocidade do ar não aparenta ter impacto no crescimento da camada, mas que tem influência na massa volúmica da camada. De seguida, a mesma análise foi elaborada, duplicando a velocidade do ar de 2,5 para 5 m/s.

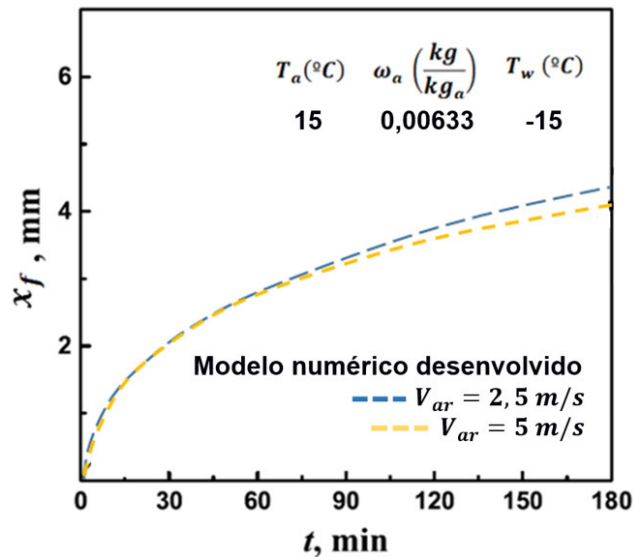


Figura 36 - Impacto da variação da velocidade do ar no cálculo da espessura da camada de frost.

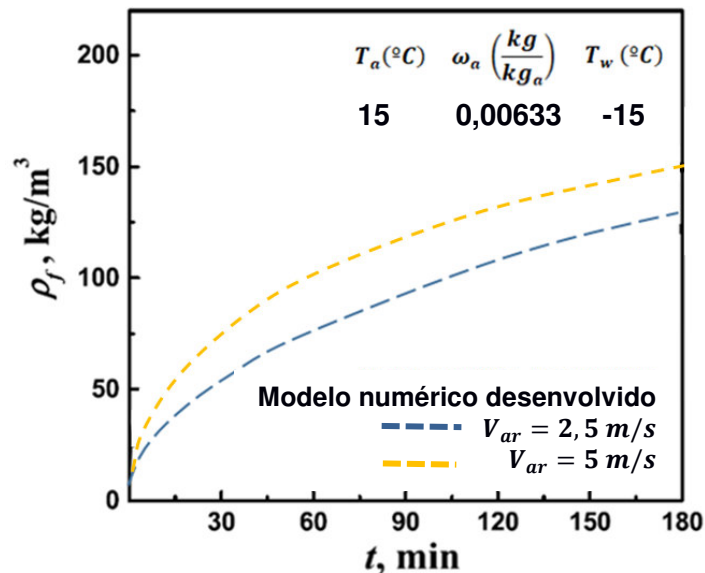


Figura 37 - Impacto da variação da velocidade do escoamento no cálculo da massa volúmica da camada de frost.

Como se observa nas Figuras 36 e 37, o crescimento da camada, perante uma velocidade do ar de 5  $m/s$  (o dobro da velocidade inicial), varia pouco. No entanto, a massa volúmica tem uma variação de cerca de 25%, subindo de 120 para 150  $kg/m^3$ . Assim, corroboram-se as conclusões apresentadas por *Kandula* [11].

Finalmente, a validação do modelo desenvolvido dá-se por terminada. Os resultados obtidos corresponderam ao objectivo deste primeiro estudo. Apesar de algumas discrepâncias, o modelo apresenta resultados com desvios inferiores a 10%, com excepção da massa volúmica do frost. Como tal, em comparação com modelos desenvolvidos por outros autores como *Sherif et al.* [7], *Parker et al.* [46] ou até *Kandula* [11], cujo erro associado aos resultados do modelo matemático varia entre 10 e 30%, os resultados aqui obtidos têm uma qualidade que se considera satisfatória.

## Capítulo 5: Deposição de *frost* sobre um evaporador tubular com alhetas planas

### 5.1 Desenvolvimento do modelo de deposição de *frost*

O desenvolvimento de um modelo de deposição de *frost* sobre um evaporador tubular com alhetas planas também é feito com recurso ao *software Matlab*. Com este modelo matemático pretende-se fazer uma simulação da deposição de *frost* num evaporador tubular com alhetas planas. Este estará sujeito a um fluxo de ar húmido com uma humidade constante e previamente definida.

#### 5.1.1 Configuração do evaporador

A configuração do evaporador tem um papel fundamental neste estudo, e são tidos em conta vários fatores: o diâmetro interior e exterior da tubagem, o número de alhetas, a distância entre alhetas e a sua espessura, o comprimento do tubo e o número de colunas e de linhas da matriz tubular.

Normalmente, o evaporador é percorrido por um escoamento de ar e é importante compreender como se dá a transferência de calor nesse contexto. Tipicamente, o ar escoia de forma alinhada ou cruzada, por entre uma matriz tubular, enquanto o fluido refrigerante escoia no interior dos tubos. Ambos os fluidos escoam a temperaturas diferentes e essa diferença é que provoca a transferência de calor útil à refrigeração.

No modelo seguinte, o cálculo de certas propriedades do escoamento é feito para uma matriz tubular com alhetas planas, sujeita a um escoamento cruzado. Estas são as condições típicas encontradas em diversos evaporadores de sistemas domésticos e industriais.

Estima-se o comportamento de um fluido que escoia sobre a superfície da matriz tubular enquanto outro fluido, neste caso o refrigerante, escoia no interior da tubagem. As fileiras de tubos podem estar alinhadas ou alternadas. Para além disso, a análise seguinte tem em consideração as alhetas planas que se distribuem ao longo do evaporador.

O evaporador também sofre trocas de calor diferentes das da placa plana devido às diferenças na morfologia. Num ambiente industrial comum, o sistema de ventilação assegura a velocidade do ar, e à medida que o *frost* se acumula o fluxo mássico do ar diminui. Logo, o coeficiente de transferência de calor por convecção irá diminuir também. Para além disso, a própria morfologia do evaporador também irá afetar o coeficiente de transferência de calor. As primeiras colunas funcionam como geradoras de turbulência que aumentam a transferência de calor por convecção nas colunas seguintes. A partir da quarta ou quinta coluna este coeficiente estabiliza sendo que, normalmente, é superior no interior da matriz [65].

No desenvolvimento do modelo e na análise do sistema em estudo é importante isolar os processos de transferência de calor numa secção mais pequena do evaporador que reflita o que acontece em larga escala. Sendo assim, optou-se por utilizar a simplificação proposta por *Nellis et al.* [16] em que se isola cada tubo e respectivas alhetas numa estrutura cilíndrica. Deste modo, torna-se mais fácil estudar a dinâmica do sistema. Esta simplificação pode ser observada nas Figuras 38 e 39.

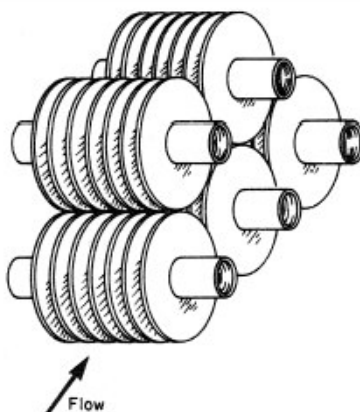


Figura 38 - Diagrama da simplificação proposta [91].

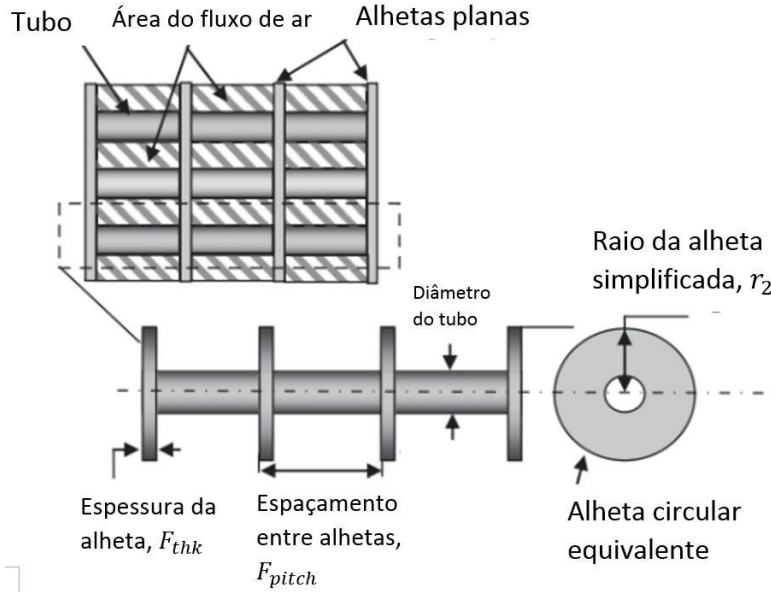


Figura 39 - Simplificação de cada tubo do evaporador e respetiva área da alheta [16].

Outra simplificação necessária e essencial a este estudo é a aproximação do evaporador a uma matriz tubular. Com efeito, dado que o evaporador em análise possui um conjunto de colunas de tubos alternados entre si, pode-se fazer essa simplificação. Desse modo, definem-se as dimensões a considerar.

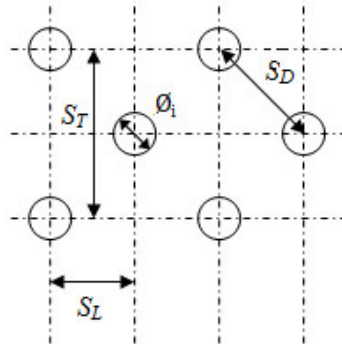


Figura 40 - Dimensões a considerar na análise de uma matriz tubular.

- Raio da alheta simplificada – raio aproximado da alheta circular que se decidiu projectar e que se define pela equação proposta em [16].

$$r_2 = 0,635 S_t \left( \frac{2S_d}{S_t} - 0,3 \right)^{0,5} \quad (5.1)$$

- Raio estendido da alheta. Utiliza-se um raio corrigido que inclui o efeito da extremidade da alheta previamente considerada adiabática.

$$r_{2c} = r_2 + \frac{F_{thk}}{2} \quad (5.2)$$

- Altura do evaporador.

$$H = N^{\circ}_{colunas} S_t \quad (5.3)$$

- Comprimento do evaporador.

$$C = N^{\circ}_{linhas} S_l \quad (5.4)$$

- Área total da superfície das alhetas de um tubo.

$$A_{alhetas} = 2\pi N^{\circ}_{alhetas} \left( r_2^2 - \frac{D_o^2}{4} \right) \quad (5.5)$$

- Área total da superfície de contacto entre um tubo e o ar em escoamento.

$$A_{tubo} = 2\pi \left( \frac{D_o}{2} \right) (C_{tubo} - (N^{\circ}_{alhetas} F_{thk})) \quad (5.6)$$

- Área total da superfície de contacto entre o ar e um tubo do evaporador

$$A_{total} = A_{tubo} + A_{alhetas} \quad (5.7)$$

- Área do tubo numa perspectiva lateral

$$A_p = \pi \phi_o (C_{tubo} - F_{thk} N^{\circ}_{alhetas} C_{tubo}) N^{\circ}_{colunas} + 2 \left( LH - \left( \frac{N^{\circ}_{col}}{4} \right) \pi \phi_o^2 \right) \quad (5.8)$$

- Área da alheta numa perspectiva lateral

$$A_f = 2 \left( LH - \frac{N_{colunas}}{4} \pi \phi_o^2 \right) N^{\circ}_{colunas} C_{tubo} + 2 H F_{thk} N^{\circ}_{alhetas} C_{tubo} \quad (5.9)$$

- Área total de transferência de calor numa perspectiva lateral

$$A = A_p + A_f \quad (5.10)$$

- Área percorrida pelo escoamento de ar numa perspectiva lateral

$$A_o = C_{tubo} \left( c \left( \frac{H}{S_t} - 1 \right) + S_t - \phi_o - N^{\circ}_{alhetas} F_{thk} (S_t - \phi_o) \right) \quad (5.11)$$

- Área efectiva da superfície de contacto entre o escoamento de ar e o evaporador na análise de um tubo, tendo em conta a eficiência das alhetas circulares.

$$A_e = A_{tubo} + \eta_{alheta} A_{alhetas} \quad (5.12)$$

### 5.1.2 Análise do escoamento

No caso do evaporador, o escoamento dá-se na transversal atravessando a matriz tubular e as alhetas. As variações do fluxo de ar ao longo do evaporador são desprezadas e, como tal, a velocidade do ar é considerada constante em todo o permutador. Assim, tal como em diversas correlações sugeridas para o cálculo do número de *Nusselt*, como por exemplo a de *Zukauskas* [70], as propriedades são avaliadas a uma temperatura que é a média aritmética das temperaturas do fluido à entrada e saída da matriz, com exceção do número de *Prandtl*. O cálculo ou imposição desta média é importante já que a temperatura irá aumentar ou diminuir, dependendo do propósito do sistema.

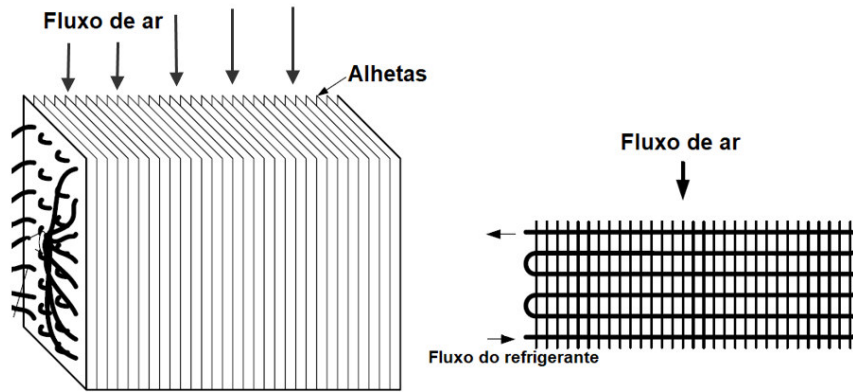


Figura 41 - Diagrama do fluxo de ar que atravessa o evaporador.

No caso de se ter apenas informação acerca do fluxo de ar do sistema, é necessário calcular a velocidade do ar. No entanto, no cálculo do número de *Reynolds* pode ser necessário calcular uma velocidade teórica máxima que ocorre num escoamento sobre uma matriz tubular. Se o evaporador for considerado uma matriz tubular, a velocidade do fluido pode variar ao longo do evaporador e a velocidade teórica máxima do ar, ao longo da matriz, irá depender consoante a matriz possui um arranjo alternado ou alinhado. Como no arranjo alternado a velocidade máxima pode ocorrer tanto no plano transversal como no plano diagonal existem duas equações diferentes [65]

$$V_{max} = V_{ar} \frac{S_t}{S_t - D_o} \quad (\text{Arranjo alinhado}) \quad (5.13)$$

$$\text{em que } S_d = \left[ S_l^2 + \left( \frac{S_t}{2} \right)^2 \right]^{0.5} < \frac{S_t + D_o}{2} \quad (5.14)$$

Se  $2 \times (S_d - D_o) < (S_t - D_o)$  (5.15), a velocidade máxima ocorre no plano diagonal e é calculada a partir da Equação 5.16. Caso contrário, é calculada da mesma forma que no arranjo alinhado (Equação 5.13).

$$V_{max} = St \frac{V}{2 \times (S_d - D_o)} \quad (\text{Arranjo alternado}) \quad (5.16)$$

O caso em estudo é de uma matriz alternada. Esta morfologia é comum nos evaporadores visto que promove uma transferência de calor superior. Com efeito, devido à disposição alternada dos tubos ocorre uma turbulência maior e os coeficientes convectivos aumentam. A partir de [65] entende-se que num arranjo alternado, quanto maior a turbulência maior a transferência de calor, principalmente para números de *Reynolds* inferiores a 100. Normalmente, quanto maior o número de colunas maior o coeficiente convectivo, pelo menos até à quinta coluna. A partir daí, a turbulência mantém-se essencialmente constante e, por consequência, o coeficiente de convecção também.

Para além disso, no caso de matrizes alinhadas em que os tubos estão demasiado próximos, com  $S_t/S_l < 0,7$ , as colunas a montante cobrem as colunas a jusante, diminuindo assim a intensidade da convecção.

Outro fator importante é a queda de pressão que ocorre no escoamento. O fluido refrigerante circula ao longo da tubagem do evaporador e, dada a fricção e morfologia do tubo, sofre uma queda de pressão, principalmente nas curvas. Apesar de poucos artigos o considerarem, este factor pode ter uma influência relevante no sistema, dado que afeta a distribuição de *frost* e a temperatura superficial, ao longo de todo o evaporador [16]. O escoamento exterior também sofre quedas de pressão ao longo da matriz que irão afetar os custos operacionais dos ventiladores que movimentam o ar húmido. A potência necessária para promover o escoamento é proporcional à queda de pressão e, como tal, pode ser estudada para reduzir custos operacionais. A título de curiosidade, pode referir-se que a rugosidade da superfície do tubo pode aumentar a fricção e, consequentemente, aumentar a queda de pressão; porém, por

outro lado, também pode aumentar a transferência de calor devido ao aumento da superfície de contacto, tal como observado por *Rite et al.* [29].

Na análise do escoamento convém calcular as grandezas que o definem. O número de *Prandtl* é calculado da mesma forma. No entanto, no caso do número de *Nusselt* podem utilizar-se várias abordagens. Uma delas seria seguir a equação que define o número de *Nusselt* para uma matriz tubular [65]. Porém, após a tentativa de utilização desta correlação com resultados longe dos expectáveis, foi procurada uma melhor correlação. Assim, após uma análise detalhada, decidiu-se calcular o número de *Nusselt* a partir do fator de *Colburn*, através da equação 5.17

$$j = \frac{NuPr^{-\frac{1}{3}}}{Re} \quad (5.17)$$

em que  $j$  é um coeficiente de transferência de calor cujo cálculo é proposto por *Wang* [71] e apresentado em [72]. Este autor apresenta uma equação para uma matriz tubular com alhetas planas e uma disposição tubular cruzada. No caso de uma matriz com mais de duas colunas a equação a utilizar é a seguinte

$$j = 0,086 Re_{\phi_c}^{c_1} N_{lin}^{c_2} \left( \frac{F_{pitch}}{\phi_c} \right)^{c_3} \left( \frac{F_{pitch}}{\phi_h} \right)^{c_4} \left( \frac{F_{pitch}}{S_t} \right)^{-0,93} \quad (5.18)$$

onde

$$c_1 = -0,361 - \frac{0,042 N_{lin}}{\log(Re_{\phi_c})} + 0,158 \log \left( N_{lin} \left( \frac{F_{pitch}}{\phi_c} \right)^{0,41} \right) \quad (5.19)$$

$$c_2 = -1,224 - \left( \frac{0,076 \left( \frac{S_t}{\phi_h} \right)^{1,42}}{\log(Re_{\phi_c})} \right) \quad (5.20)$$

$$c_3 = -0,083 + \frac{0,058 N_{lin}}{\log(Re_{\phi_c})} \quad (5.21)$$

$$c_4 = -5,735 + 1,21 \log \left( \frac{Re_{\phi_c}}{N_{lin}} \right) \quad (5.22)$$

Nas equações anteriores também são utilizadas algumas grandezas apresentadas por este autor [71]. São elas:

- Diâmetro hidráulico da estrutura do evaporador

$$\phi_h = \frac{4A_o L}{A} \quad (5.23)$$

- Número de *Reynolds* considerando o diâmetro hidráulico

$$Re_{\phi_h} = \frac{V_{\max} \phi_h}{\nu_{ar}} \quad (5.24)$$

- Diâmetro caraterístico de um tubo alhetado

$$\phi_c = \phi_o + 2F_{thk} \quad (5.25)$$

- Número de *Reynolds* considerando o diâmetro caraterístico

$$Re_{\phi_c} = \frac{V_{\max} \phi_c}{\nu_{ar}} \quad (5.26)$$

Por fim, depois de calculado  $j$  o número de *Nusselt* pretendido é obtido como

$$Nu = \frac{j Re_{\phi_h}}{Pr^{-\frac{1}{3}}} \quad (5.27)$$

### 5.1.3 Coeficientes de transferência de calor e de massa

*Nawaf* [14] constata que outra forma de determinar o coeficiente de transferência de calor por convecção poderia consistir em utilizar uma das equações apresentadas por *McQuiston* em [59]. Apesar de ser destinada a um tubo apenas, o efeito da deposição de *frost* num evaporador é aproximadamente igual. Em [14] é seguida esta lógica e a equação usada é

$$h_a = jaG_{max} \frac{cp_a}{Pr^{\frac{2}{3}}} \quad (5.28)$$

$$G_{max} = V_{escoamento} \rho_{ar} \quad (5.29)$$

Apesar de Nawaf [14] constatar em que não foram encontradas, até à data dessa publicação (2006), correlações associadas à condição de deposição de *frost* num sistema tubular, Karatas [73] propôs uma correlação para calcular este coeficiente em evaporadores tubulares com alhetas, que também foi usada por outros autores [48].

A forma utilizada para determinar este valor consiste em usar a Equação 4.4, tomando como comprimento característico o diâmetro hidráulico da estrutura do evaporador [65]. Outra diferença importante reside no facto do número de *Nusselt* ser obtido de forma diferente, como

$$Nu = \frac{h_a \phi_h}{k_{ar}} \quad (5.30)$$

A energia posta em causa na evaporação e sublimação é representada pelo calor latente. Tal como antes, este é calculado pela equação sugerida por Nellis em [16]

$$\dot{q}_{latente} = i_{sv} A_e \dot{m}_f'' \quad (5.31)$$

em que no caso do evaporador,  $A_e$  é a área efectiva de transferência de calor.

Nellis [16] também propõe uma correlação que combina o calor sensível, latente e ainda a resistência condutiva do *frost* ( $x/k_f$ ) de modo a definir um coeficiente que traduza a realidade da transferência de calor total [16]

$$h_{eff} = \left( \left( \frac{1}{h_a + h_{lat}} \right) + \frac{x}{k_f} \right)^{-1} \quad (5.32)$$

A dinâmica do sistema conjuga não só um coeficiente convectivo calorífico, mas também um coeficiente de transferência de massa por convecção. Mais uma vez é utilizada a Equação 4.6 proposta por Threkeld [53], e considerada na Secção 4.1.3, que propõe que o coeficiente de transferência de massa por convecção seja calculada como

$$h_m = \frac{h_a}{Le^{\left(\frac{2}{3}\right)} cp_{ar}} \quad (5.33)$$

Como no caso da placa plana apresentado no Capítulo 4, será utilizado um número de *Lewis* igual a 0,9.

Note-se que a Equação 5.33, no caso do evaporador, possui um erro associado já que, na prática, o coeficiente de transferência de massa varia, tal como se observa na Figura 42. Aí observa-se que o coeficiente de transferência de massa varia proporcionalmente com a humidade do ar ao longo do tempo, no caso de um evaporador alhetado. No entanto, no modelo desenvolvido  $h_a$  é constante e, como tal, o coeficiente de transferência de massa também o será. Optou-se por tomar isto como um pressuposto de forma a simplificar os cálculos.



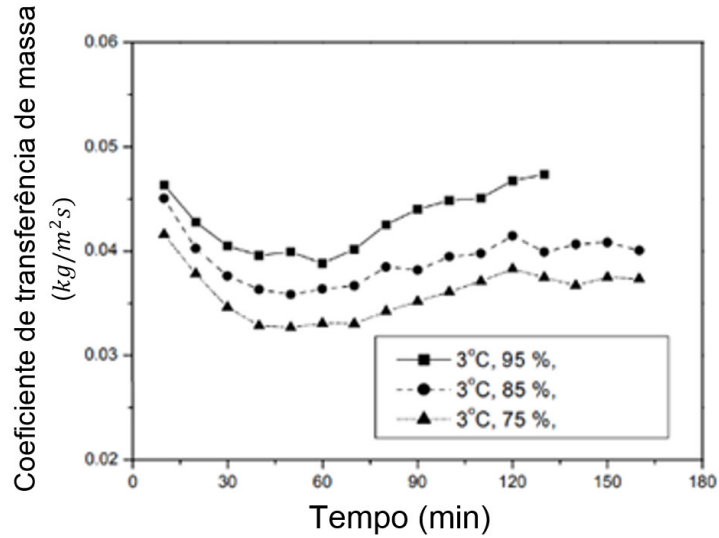


Figura 42 - Variação temporal do coeficiente de transferência de massa [14].

#### 5.1.4 Efetividade e eficiência das alhetas do evaporador

A presença de alhetas num evaporador tem como propósito aumentar a transferência de calor de uma superfície, por aumento da sua área superficial efectiva. Porém, a alheta pode funcionar como uma resistência condutiva superior à da superfície original e, portanto, deve ser estudada a sua efectividade.

Como referido em [65], é necessário definir uma razão entre a taxa de transferência de calor da alheta e a taxa de transferência de calor que existiria sem a presença da alheta. Assim, para qualquer alheta é definida a efetividade como

$$\varepsilon_{alheta} = \frac{q_{alheta}}{hA_{transversal_{base}}\Delta T_{base}} \quad (5.34)$$

onde  $A_{transversal_{base}}$  é a área da secção transversal da alheta na sua base,  $\Delta T_{base}$  é a diferença de temperatura entre a base e o ambiente,  $h$  é coeficiente de transferência de calor por convecção e  $q_{alheta}$  é a taxa de transferência de calor através da alheta. Para qualquer sistema, o uso de alhetas não será recomendado se  $\varepsilon_{alheta} < 2$  [65]. Esta condição está verificada dado que este modelo se aplica a um evaporador real, já projetado.

A liga metálica preferida para cada alheta é o cobre ou o alumínio. No entanto, o alumínio é mais comum devido aos menores peso e custo associados.

Para além disso, a razão entre o perímetro e a área transversal da alheta ( $Perímetro/A_{tr}$ ) deve ser o maior possível, o que implica que quanto mais fina for a alheta melhor. Outro fator importante será ter um baixo coeficiente convectivo ( $h$ ); por isso, quando as alhetas são usadas numa superfície que separa um gás de um líquido, elas geralmente são instaladas no lado do gás, que é o lado com menor coeficiente convectivo [65]. De facto, quando se observa um evaporador de um frigorífico comum facilmente se nota o conjunto de alhetas finas de alumínio, em contacto com o escoamento de ar impulsionado por um pequeno ventilador. Outro exemplo comum, é o radiador de um automóvel.

Na fase de dimensionamento da alheta, a taxa máxima possível de transferência de calor pode ser calculada a partir da igualdade da Equação 5.35. A partir dessa equação também é possível estimar o comprimento máximo da alheta.

$$\left( \frac{hPerímetro}{PerímetroA_{transversal}} \right)^{\frac{1}{2}} \times \text{comprimento da alheta} = 2,65 \quad (5.35)$$

Por fim, outra forma de medir o desempenho de uma estrutura alhetada pode ser através das resistências térmicas convectivas. No entanto, neste estudo dar-se-á ênfase à análise de outra medida de desempenho - a eficiência da alheta ( $\eta_{alheta}$ ). Esta compara o calor transferido

pela alheta real com o calor transferido por uma alheta ideal que estaria toda ela à temperatura da base, que neste caso é a temperatura do tubo. A eficiência de uma alheta varia entre 0 e 1.

Para prosseguir com a análise da condução numa alheta, utiliza-se a equação geral da energia para uma superfície estendida com as condições de fronteira apropriadas [65].

$$\frac{d^2T}{dx^2} + \left( \frac{1}{A_{transversal}} \frac{dA_{transversal}}{dx} \right) \frac{dT}{dx} - \left( \frac{1}{A_{transversal}} \frac{h}{k} \frac{dA_s}{dx} \right) (T - T_{ar}) = 0 \quad (5.36)$$

Na equação 5.36  $A_s$  é a área superficial,  $h$  é coeficiente convectivo e  $k$  é a condutividade térmica da alheta. Esta expressão fornece a distribuição de temperaturas que pode ser usada para calcular a taxa de transferência de calor em qualquer ponto da alheta [65].

Neste caso específico, as soluções não serão exponenciais simples ou funções hiperbólicas. Isto é, substituindo  $x$  pelo raio do tubo e  $A_{transversal}$  pela área superficial do tubo a Equação 5.36 reduz-se a [65]:

$$\frac{d^2\theta}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{d\theta}{dr} - m^2 \times \theta = 0 \quad (5.37)$$

$$\text{em que } \theta = T - T_{ar} \quad (5.38)$$

Deste modo, obtém-se uma *equação de Bessel Modificada* cuja solução é

$$\theta(r) = C_1 I_0(mr) + C_2 K_0(mr) \quad (5.39)$$

em que  $I_0$  e  $K_0$  são funções de *Bessel* modificadas de ordem zero, de respetivamente, primeira e segunda espécies. Se a temperatura da base for conhecida e a extremidade for considerada adiabática, pode-se então obter a eficiência do perfil da alheta através da equação [65]

$$\eta_{alheta} = \frac{2r_1}{m(r_{2c}^2 - r_1^2)} \frac{K_1(mr_1)I_1(mr_{2c}) - K_1(mr_{2c})I_1(mr_1)}{I_0(mr_1)K_1(mr_{2c}) + K_0(mr_1)I_1(mr_{2c})} \quad (5.40)$$

Se for necessário, a resistência térmica da alheta também pode ser calculada a partir de

$$R_{t,alheta} = \frac{1}{h \times A_{alheta} \times \eta_{alheta}} \quad (5.41)$$

Nos cálculos a realizar os valores das funções de *Bessel* são obtidas a partir da tabela de funções de *Bessel* [65].

### 5.1.5 Fluxo mássico e térmico na camada de *frost*

O fluxo mássico e térmico são calculados da mesma forma que para a placa plana. Ou seja, de forma semelhante à equações 4.9 e 4.18. A única diferença é que agora se utiliza a área superficial do evaporador, tendo em conta a eficiência das alhetas ( $A_e$ ).

$$\dot{m}_f = h_m A_e (\omega_a - \omega_s) \quad (5.42)$$

$$\dot{q}_{tot} = \dot{q}_{sen} + \dot{q}_{lat} = h_{eff} A_e (T_{ar,média} - T_s) \quad (5.43)$$

Em relação à divisão do fluxo mássico pelos processos de densificação e de crescimento da camada, a lógica também já foi apresentada no capítulo anterior.

### 5.1.6 Espessura e temperatura da superfície da camada de *frost*

O cálculo da espessura e da temperatura superficial da camada de *frost* no caso do evaporador tubular alhetado é semelhante ao cálculo feito para a placa plana. Em ambos os casos o método de cálculo é essencialmente o mesmo.

## 5.2 Implementação e validação do modelo

A implementação do modelo matemático tem o mesmo propósito que antes - obter a evolução da espessura da camada, da massa volúmica e da temperatura superficial da camada de *frost*. Porém, será feito um estudo adicional em que se pretenderá prever a frequência ideal de descongelação e remoção da camada de *frost* acumulado.

Ao longo da investigação foram analisados vários trabalhos experimentais e estudos numéricos acerca da deposição de *frost* num evaporador. Notou-se uma clara diferença entre a parca quantidade de modelos desenvolvidos para o caso do evaporador, em comparação com o caso da placa plana. Para além disso, foram encontrados poucos artigos com o mesmo foco desta dissertação em relação ao planeamento da descongelação.

Mesmo assim, foram encontradas diversas experiências com foco na acumulação de *frost* em evaporadores tubulares com alhetas [14, 66, 74] e diversos desenvolvimentos de modelos matemáticos capazes de a prever [6, 16, 22]. No entanto, na tentativa de validar o modelo computacional desenvolvido procurou-se utilizar estes estudos mas não se atingiram resultados satisfatórios. Com efeito, para implementar este tipo de modelos é necessária informação detalhada acerca das condições experimentais e da configuração do evaporador. Dado que os autores não divulgam toda a informação necessária para criar uma réplica da sua experiência, tal não foi possível pelo que se optou por utilizar um estudo completo feito por *Cheng et al.* [39, 40]. A investigação feita por estes autores conjuga um modelo numérico da deposição de *frost* num evaporador de expansão direta com a realização prática de uma experiência num contentor, preparado para a conservação de alimentos. Dentro deste contentor de 12,2 m de comprimento encontra-se um evaporador tubular com alhetas percorrido pelo refrigerante R-12. Este evaporador possui nove circuitos distribuídos ao longo de seis filas num ambiente húmido controlado. As condições experimentais são resumidas na Tabela 10.

*Tabela 10 - Condições experimentais utilizadas na simulação da deposição de frost no evaporador tubular alhetado.*

<b>Humidade do ar</b>	$\beta = 60\%$ $\omega_a = 0,00633$ kg <sub>água</sub> /kg <sub>ar</sub>
<b>Temperatura do ar</b>	5 °C
<b>Temperatura do evaporador</b>	-7,5 °C
<b>Caudal mássico de ar</b>	1,14 kg/s

Neste modelo é testado um evaporador tubular com alhetas planas, uma estrutura comum de evaporadores encontrados na indústria. As suas características explícitas no estudo de *Cheng et al.* [39 e 40] resumem-se na Tabela 11.

Tabela 11 – Características da configuração do evaporador em análise.

<b>Diâmetro exterior do tubo (<math>\phi_o</math>)</b>	12,7 mm
<b>Diâmetro interior do tubo (<math>\phi_i</math>)</b>	12,27 mm
<b>Comprimento de cada tubo do evaporador</b>	1650 mm
<b>Número de linhas da matriz tubular</b>	6
<b>Número de colunas da matriz tubular</b>	9
<b>Número de alhetas do evaporador</b>	514
<b>Espessura de cada duas alhetas (<math>F_{thk}</math>)</b>	0,19 mm
<b>Espaço entre cada alheta (<math>F_{pitch}</math>)</b>	3,175 mm
<b>Material do tubo</b>	Cobre
<b>Material das alhetas</b>	Alumínio
<b>Distância entre linhas/transversal (<math>S_t</math>)</b>	31,8 mm
<b>Distância entre colunas/longitudinal (<math>S_l</math>)</b>	27,5 mm

De forma a analisar em detalhe o ambiente exterior ao evaporador é necessário reunir a seguinte informação acerca das propriedades do ar húmido, a qual se resume na Tabela 12.

Tabela 12 - Propriedades do ar húmido no exterior do evaporador analisado.

<b>Pressão atmosférica</b>	101 325 Pa
<b>Massa volúmica do ar a 5°C</b>	1,222 kg/m <sup>3</sup>
<b>Viscosidade cinemática do ar a 5°C</b>	13,5 × 10 <sup>-6</sup> m <sup>2</sup> /s
<b>Condutividade térmica do ar</b>	0,0245 W/ m. K
<b>Calor específico do ar</b>	1003,5 J/kg. K
<b>Calor específico do vapor de água</b>	1861 J/kg. K
<b>Calor específico do ar húmido</b>	1009,7 J/kg. K

A velocidade média do escoamento pode ser obtida a partir do caudal mássico de ar de 1,14 kg/s referido pelos autores. Dividindo este valor pela massa volúmica do ar e pela área por onde o fluido escoar é possível estimar a velocidade média como

$$V_{ar} = \frac{1,14}{\rho_{ar} A_o} = 0,71 \text{ m/s}$$

Em relação à velocidade teórica máxima, dado que não se verifica  $2 \times (S_d - D_o) < (S_t - D_o)$ , esta pode ser calculada a partir de

$$V_{max} = V_{ar} \frac{S_t}{S_t - D_o} = 1,18 \text{ m/s}$$

Os números de *Reynolds*, de *Prandtl* e posteriormente o número de *Nusselt* são obtidos como

$$Pr = \frac{\nu_{ar}}{\frac{k_{ar}}{\rho_{ar} c_p}} = 0,712$$

$$Re_{\phi_h} = \frac{V_{max} \times \phi_h}{\nu_{ar}} = 7715,6$$

$$Nu = \frac{j Re_{\phi_h}^{\frac{1}{3}}}{Pr^{\frac{1}{3}}} = 113,06$$

Neste segundo modelo computacional o processo evolutivo é semelhante ao anterior. Porém, neste caso a duração da simulação é de 60 min. Na Tabela 13 estão resumidos os dados do primeiro instante de um total de 3600 instantes.

*Tabela 13 – Condições iniciais utilizadas na análise da deposição de frost no evaporador tubular alhetado.*

<b>Temperatura inicial da superfície da camada de <i>frost</i></b>	265,5 K
<b>Espessura inicial da camada de <i>frost</i></b>	0,00001 m
<b>Velocidade inicial de crescimento da camada (<math>\frac{dx}{dt}</math>)</b>	0,00001 m/s

$$h_a = \frac{Nu k_{ar}}{c_{placa}} = 33,616 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

$$h_m = \frac{h_a}{\frac{2}{Le^3 c_{par}}} = 0,0357 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

$$h_{latente} = \frac{\dot{m}_f'' i_{sv}}{T_a - T_s} = 4,27 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

$$h_{eff} = \left( \left( \frac{1}{h_a + h_{lat}} \right) + \frac{x}{k_f} \right)^{-1} = 34,16 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

Deste modo, ficam definidos todos os coeficientes necessários para definir as trocas energéticas envolvidas.

### 5.3 Eficiência da alheta

Após a introdução teórica procedeu-se ao cálculo aproximado da eficiência da alheta. Para isso seguiu-se o raciocínio apresentado em [65], cujas equações são apresentadas de seguida. Neste cálculo foi estimada uma espessura média da camada de *frost*, neste caso de 0,5 mm. A partir daí calculou-se o coeficiente efetivo de transferência de calor  $h_{cz}$  e a variável  $m_z$ . Estas são constantes utilizadas para obter os valores de  $I_0$ ,  $I_1$ ,  $K_0$  e  $K_1$ . No entanto, para o cálculo final da eficiência da alheta são utilizadas novas funções de  $h_c$  e  $m$  que variam ao longo do tempo. Deste modo, obtém-se uma pequena variação da eficiência da alheta ao longo do tempo, o que torna o modelo mais realista.

$$x_z = 0.0005 \text{ m}$$

$$h_{c_z} = \left( \left( \frac{1}{h_a + h_{latente}} \right) + \frac{x_z}{k_f} \right)^{-1} \quad (5.44)$$

$$\dot{m}_z'' = \left( 2 \frac{h_{c_z}}{k_{alheta} F_{thk}} \right)^{0,5} \quad (5.45)$$

$$r_1 = \frac{D_o}{2} \quad (5.46)$$

Para tornar o código do modelo computacional mais simples, definem-se  $X_1$  e  $X_2$ .

$$X_1 = \dot{m}_z'' \frac{D_o}{2} = 0,0946 \quad (5.47)$$

$$X_2 = \dot{m}_z'' r_{2c} = 0,453 \quad (5.48)$$

$$\dot{m}'' = \left( 2 \frac{h_c}{k_{fin} F_{thk}} \right)^{0,5} \quad (5.49)$$

$$C_2 = \frac{2r_1}{\dot{m}''(r_{2c}^2 - r_1^2)} \quad (5.50)$$

$$\eta_{alheta} = C_2 \frac{(K1_{X1} I1_{X2}) - (K1_{X2} I1_{X1})}{(I0_{X1} K1_{X2}) + (K0_{X1} I1_{X2})} \approx 0,5 \quad (5.51)$$

O resultado obtido ao longo da simulação indica que cada alheta deste evaporador tem uma eficiência de aproximadamente 50%, o que não é um valor elevado. No entanto, deve-se ter em conta que foi considerada uma camada média de 0,5 mm de *frost*, a cobrir toda a superfície alhetada, durante a simulação. Ou seja, esta é a eficiência de uma alheta coberta com uma fina camada de frost (0,5 mm).

#### 5.4 Previsão da descongelação

O método mais comum de descongelação consiste em interromper o ciclo com uma certa frequência e, de seguida, aquecer o evaporador eletricamente, por convecção, ou invertendo o sentido de circulação do refrigerante. Alguns fabricantes acrescentam uma camada repelente de água na superfície do evaporador para evitar esta deposição incômoda [65, 80]. Um exemplo do mecanismo de descongelação por gás quente pode ser observado na Figura 43.

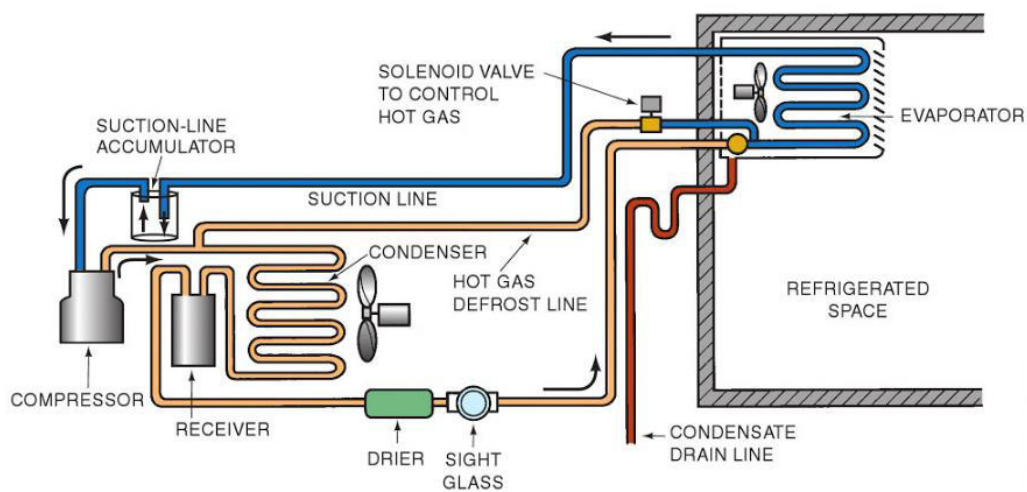


Figura 43 - Diagrama de um ciclo frigorífico com o sistema de descongelação por gás quente [13].

Em [14] estima-se que a quantidade de energia armazenada no evaporador pode atingir entre 25 a 37% do total de energia utilizado num processo de descongelação. Durante esse processo dá-se a remoção de todo o *frost* acumulado nas 24 ou 48 h anteriores.

Um dos objectivos desta dissertação é compreender qual a frequência com que um sistema de refrigeração deve ser descongelado, o que só pode ser feito conhecendo a evolução temporal da deposição de *frost* na superfície do evaporador. Atualmente existem mecanismos internos no sistema que aplicam um intervalo de descongelação ao evaporador. Neste capítulo procura-se ficar a conhecer de quanto em quanto tempo é que o trabalho do compressor deve ser suspenso, e qual a duração dessa pausa prolongada. Considera-se prolongada porque num frigorífico comercial comum o compressor já funciona com pequenas pausas, e nunca continuamente. Tal como *Bejan e Vargas* [32] comprovam, o compressor tem um funcionamento intermitente e 50% do tempo está desligado. Estes autores aprofundam o tema da descongelação de um frigorífico comercial, e servem de referência à análise feita neste capítulo. Nessa investigação os autores procuram encontrar qual a frequência *on/off* ideal de descongelação de um frigorífico familiar que acumule *frost* no seu evaporador. Assim, a previsão teórica irá ao encontro do presente objectivo. No entanto, toda a sua análise tem por base a transferência de calor e termodinâmica, pondo de lado qualquer limitação económica ou de redução de custos.

De forma a facilitar os cálculos estipula-se uma constante adimensional:  $\tau = t_1/t_2$  em que  $t_1$  é o tempo em funcionamento do sistema e  $t_2$  é o tempo em que o ciclo frigorífico faz pausa. Para além de  $\tau$ , utilizam-se mais duas variáveis adimensionais: o número de *Biot* que poderá ser entendido como a velocidade de acumulação de *frost* e  $H$  que é um substituto do coeficiente de transferência de calor por convecção. Os autores apresentam uma função onde se observa que existe um tempo óptimo ( $t_1$ ) para o mínimo de dissipação de calor para o exterior. Ou seja, um mínimo de trabalho do compressor e de gasto energético do sistema. Este tempo óptimo é dependente de três parâmetros

$$Bi = \frac{h a t_2}{k_f} \quad (5.52)$$

$$H = \frac{h A T_w}{q} \quad (5.53)$$

$$C = \frac{q_{descongelamento}}{q_{armazenada}} \quad (5.54)$$

Nestas expressões,  $h$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção,  $a$  é uma constante de proporcionalidade entre o tempo e o crescimento da camada de *frost*,  $k_f$  é a condutividade térmica do *frost* acumulado,  $q$  é o calor dissipado pelo frigorífico e  $T_w$  é a temperatura da fonte fria do sistema que, neste caso, pertence ao fluido refrigerante quando escoar ao longo do interior dos tubos do evaporador.

No caso específico em análise

$$h \approx 33,62 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$k_f \approx 0,188 \text{ W/mK}$$

$$A = A_e = 1,1 \text{ m}^2$$

$$T_w = -7,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$a = 0,0002025 \text{ m/hora}$$

$$t_2 = 30 \text{ min}$$

Em relação à velocidade de acumulação de *frost* foi efectuada uma aproximação, dado que os resultados obtidos não assumiram a linearidade dos resultados de *Bejan e Vargas* [32]. O tempo de pausa para descongelação ( $t_2$ ) definiu-se em 30 min, tal como *Bejan e Vargas* [32] sugerem. Por fim, calcula-se  $Bi$ ,  $H$  e ainda uma razão entre a potência elétrica disponibilizada no processo de descongelação e a potência do sistema frigorífico que se denomina “ $C$ ”. Em relação à energia utilizada para descongelar o sistema considera-se a informação apresentada antes por *Nawaf et al.* [14], que indicam que esta é cerca de três vezes superior à energia armazenada pelo evaporador. Como tal, obtém-se



$$Bi = 0,0181$$

$$C = 3$$

Depois de reunido os valores das variáveis, analisam-se os gráficos da Figura 44 que derivam da seguinte correlação proposta pelos mesmos autores [14].

$$\frac{\eta_H W}{q(t_1 + t_2)} = \frac{\frac{T_0 H}{T_1}}{Bi(1+\tau)} \ln \left[ \frac{H - 1 - \frac{1}{\tau}}{H - 1 - \frac{1}{\tau} - Bi(1+\tau)} \right] - 1 \quad (5.55)$$

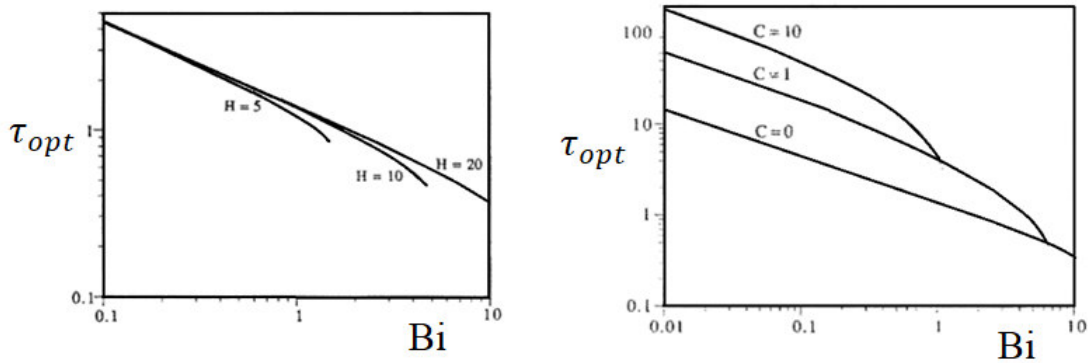


Figura 44 - Representação das Equações 5.52, 5.53 e 5.54 em função do tempo óptimo de descongelação ( $\tau_{opt}$ ) [32].

Como o número de *Biot* é muito baixo, a influência de  $H$  é mínima como se observa na Figura 44, à esquerda. Portanto, será utilizado o gráfico à direita da Figura 44. Interpolando o valor do número de *Biot* obtém-se  $\tau_{opt} \approx 90$  e, conseqüentemente,  $t_1 = \tau_{opt} \times t_2 = 90 \times 0,5 = 45$  horas. O processo de descongelação do evaporador em questão deve ocorrer de 45 em 45 h, durante 30 min.

Na análise de outros artigos são expostas outras decorrências. Em primeiro lugar, o processo de descongelação deve ser minimizado dado que restam sempre excedentes de água. Esta água não é totalmente removida no fim da descongelação e condensa no momento em que o sistema reinicia. Conseqüentemente, este factor acelera o processo de deposição [14]. Em segundo lugar, *Nawaf et al.* [14] concluem que a altura certa para descongelar é quando o volume acumulado de *frost* equivale a 3% do volume do evaporador. A partir deste pressuposto, os autores definem um intervalo óptimo de descongelação de 18 h.

Por fim, é sugerido um mecanismo de descongelação constituído por um medidor da massa de *frost* acumulada, posicionado na superfície do evaporador. Quando a camada atinge uma espessura crítica à transferência de calor, inicia-se automaticamente o processo de descongelação.

## 5.5 Análise, discussão e validação dos resultados

O modelo proposto foi implementado em *Matlab*. Foram testados vários casos possíveis de funcionamento. As condições simuladas foram baseadas na experiência levada a cabo por *Cheng et al.* [39] apresentada antes. Esta foi seleccionada, principalmente, pela qualidade e quantidade da informação partilhada pelos autores acerca das condições experimentais utilizadas. *Cheng et al.* [39] também apresentam no seu artigo um modelo numérico com o intuito de investigar a dinâmica das propriedades do *frost* durante o processo de deposição. A partir desse modelo os autores obtiveram a evolução temporal da potência frigorífica, da espessura da camada, da massa volúmica do *frost* e da massa de *frost* acumulada na superfície do evaporador.

No modelo projetado ao longo desta dissertação, para além do estudo das grandezas analisadas por *Cheng et al.* [39], também são apresentados resultados da evolução temporal da temperatura superficial da camada e do fluxo mássico. Em ambos os modelos, considerou-se que o evaporador tubular com alhetas está num espaço confinado sujeito a um fluxo de ar a temperatura constante.

A simulação corresponde à duração de 60 min e o primeiro resultado que se apresenta é a variação temporal da temperatura superficial da camada. Como foi mencionado antes, este



resultado não foi obtido nem teoricamente nem experimentalmente pelos autores anteriormente citados. Como tal, será difícil proceder à validação deste resultado em particular.

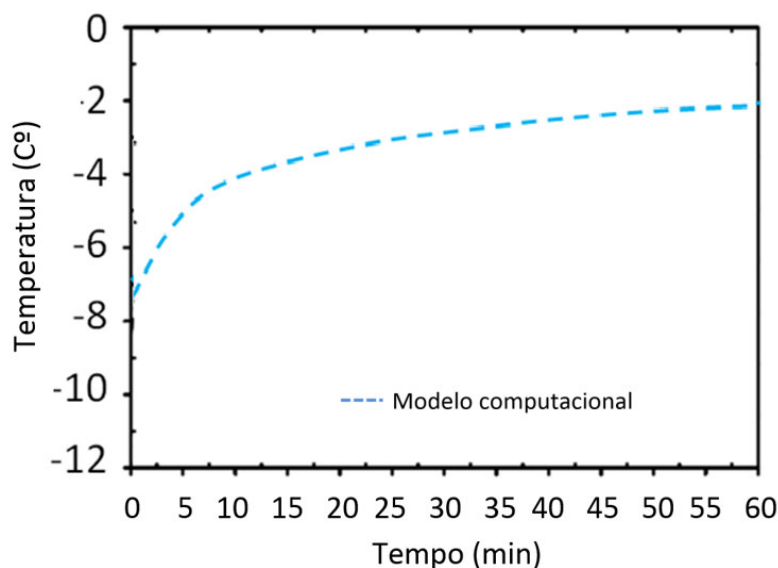


Figura 45 - Temperatura superficial da camada em função do tempo obtida a partir do modelo computacional desenvolvido.

Inicialmente observa-se uma subida rápida da temperatura da superfície, dado que nos primeiros 10 min a temperatura sobe até -4°C. Após esse instante a subida é mais lenta, subindo 1,5°C nos restantes 50 min. No total, a temperatura sobe de -7,5°C até -2,5°C no período de 1 h.

Em relação à espessura da camada de *frost*, esta tem um crescimento de 0,55 mm em 60 min. A curva da sua evolução apresenta uma concavidade voltada para baixo. O crescimento nos primeiros 20 min é mais rápido dado que neste período de tempo a espessura da camada aumenta 0,3 mm. A partir daí, no tempo restante considerado, a camada aumenta mais 0,25 mm.

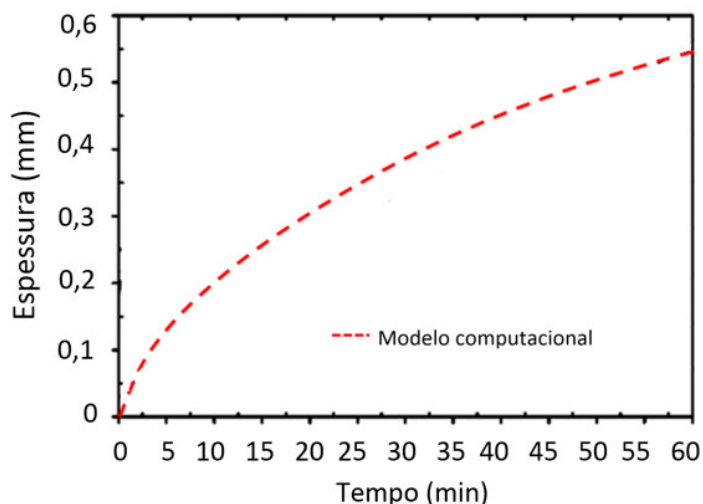


Figura 46 - Espessura da camada em função do tempo obtida a partir do modelo computacional desenvolvido.

No caso da massa volúmica apresenta-se uma curva semelhante à anterior na Figura 47, ou seja, com a concavidade voltada para baixo. No total, a massa volúmica do *frost* aumenta de 50 até 170 kg/m³. E, mais uma vez, o crescimento é superior nos primeiros 20 min considerados.

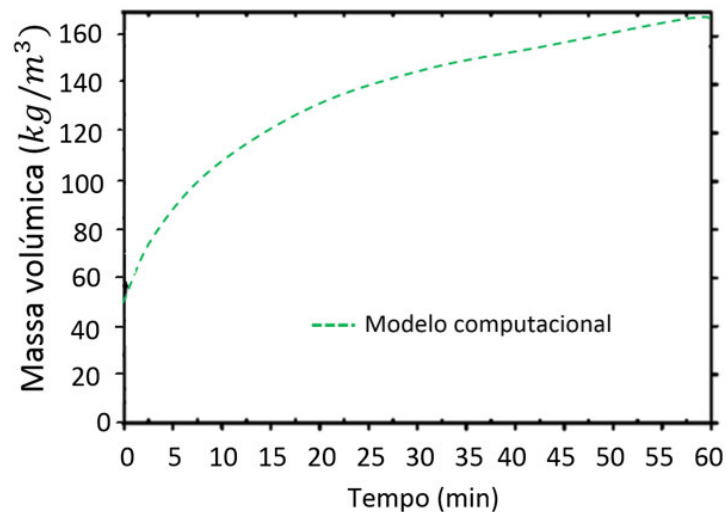


Figura 47 - Massa volúmica da camada em função do tempo obtida a partir do modelo computacional desenvolvido.

O fluxo mássico total é de  $0,5 \text{ kg/m}^2\text{s}$  no momento inicial. Logo de seguida sofre uma queda brusca durante os primeiros 15 min, momento em que atinge  $0,2 \text{ kg/m}^2\text{s}$ . A partir daí, a descida do fluxo mássico é menos acentuada até atingir  $0,1 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , aos 60 min.

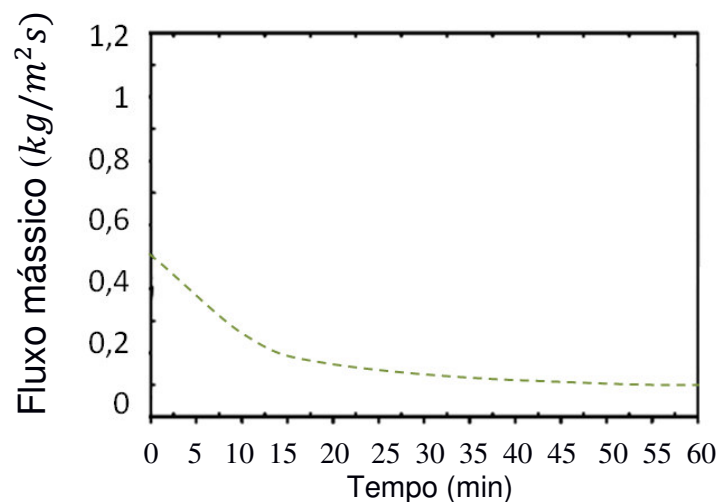


Figura 48 - Fluxo mássico do ar para a camada em função do tempo obtido a partir do modelo computacional desenvolvido.

O fluxo mássico sofre uma queda inicial, apresentando uma redução superior a 50% nos primeiros 10 min. Como no caso da placa plana analisado no capítulo anterior, o aumento de  $T_s$  aumenta a humidade na superfície da camada e, como a humidade do ar permanece constante, o fluxo mássico diminui. Este raciocínio reflete-se na Equação 5.42. O crescimento brusco de  $T_s$  justifica a queda elevada do fluxo mássico no início da simulação observado na Figura 48. Cheng e Cheng [39, 40] não apresentaram resultados da variação do fluxo mássico o que também impede a sua validação.

A potência calorífica do evaporador apresenta-se na Figura 49. Esta foi avaliada de duas formas. Na curva a azul apresenta-se a potência calorífica considerando que a camada de *frost* está distribuída uniformemente ao longo do evaporador. Na curva a verde apresenta-se a potência calorífica supondo que a distribuição de *frost* não é uniforme, e que apenas 60% da superfície possui uma espessura da camada considerável. Esta correcção ao modelo computacional será explicada e justificada na Secção 5.5.4.

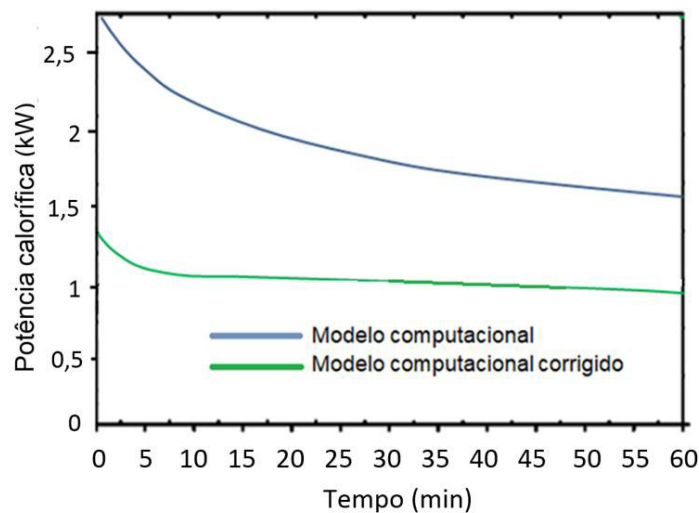


Figura 49 – Potência calorífica entre o ar e a camada em função do tempo obtido a partir do modelo computacional desenvolvido (original e corrigido).

No primeiro resultado do modelo, representado a azul, a potência calorífica inicial é de aproximadamente 2,5 kW e a final é de cerca de 1,5 kW. Observa-se uma queda inicial elevada em que a potência baixa 500 W apenas em 10 min. A partir daí a descida é tênue.

No resultado do modelo corrigido, apresentado a cor verde, a potência inicial é de aproximadamente 1,3 kW e a final é de 1 kW. Observa-se a mesma queda inicial; no entanto, não mostra uma variação tão grande e a potência desce até 1000 W a partir dos 5 min de funcionamento. A distribuição uniforme da camada também é avaliada no cálculo da massa de *frost*. Considerando uma distribuição completamente uniforme, obtém-se o gráfico a vermelho na Figura 50 e se for considerada uma distribuição não uniforme ao longo das alhetas do evaporador obtém-se o resultado a azul. Ambas as curvas apresentam uma concavidade voltada para baixo. No primeiro caso, a massa total acumulada sobre o evaporador corresponde a 5 kg. Por outro lado, considerando que apenas 60% da camada de *frost* que cobre a estrutura do evaporador tem um impacto substancial na transferência de calor, obtém-se 3 kg de massa de *frost*.

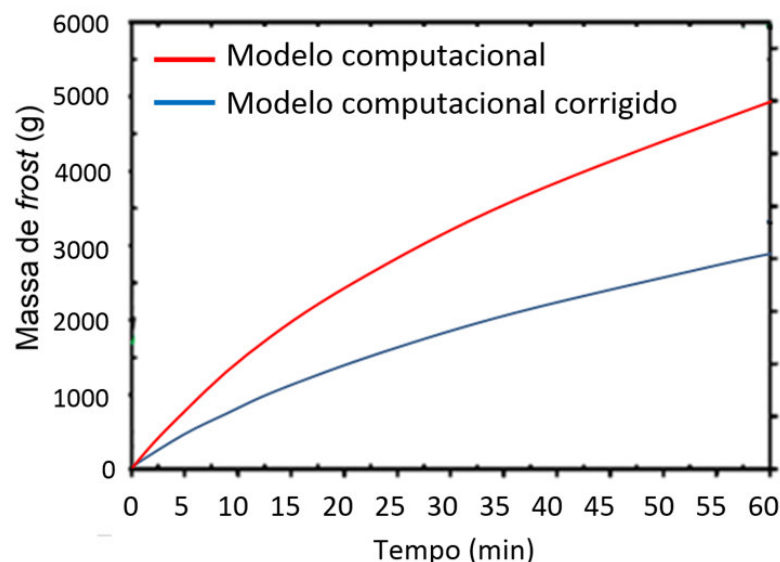


Figura 50 - Massa de frost da camada em função do tempo obtida a partir do modelo computacional desenvolvido (original e corrigido).

Na investigação de *Cheng et al.* [39 e 40] os autores dividiram o evaporador em secções e fizeram uma análise detalhada de algumas delas.

Neste trabalho, em primeiro lugar, será feita uma comparação detalhada das previsões do modelo aqui apresentado com os resultados obtidos na análise de uma dessas secções. Os gráficos sobrepostos para cada uma destas grandezas serão apresentados de seguida.

Em segundo lugar, será analisada a influência da variação da humidade do ar, da temperatura do evaporador e da velocidade do escoamento no crescimento da espessura e da massa volúmica da camada de *frost*.

Por fim, para complementar este estudo, será feita uma breve comparação com modelos de outros autores.

### 5.5.1 Análise da temperatura superficial da camada de *frost*

Na experiência desenvolvida por *Cheng et al.* [39 e 40] estão posicionados alguns sensores de temperatura na superfície das alhetas. No entanto, estes apenas dão informação acerca da temperatura da superfície do evaporador e não da superfície da camada de *frost* que o cobre. Como tal, é muito difícil proceder a uma comparação exacta em relação aos resultados experimentais de *Cheng et al.* [39 e 40].

A medição experimental da temperatura superficial da camada de *frost* sobre um evaporador tubular com alhetas não foi encontrada na literatura. No entanto, em comparação com os resultados da placa plana obtidos no capítulo anterior nota-se que a subida inicial e a curvatura da função são semelhantes. O mesmo pode ser observado a partir dos seguintes gráficos sobrepostos de *Wu et al.* [47].

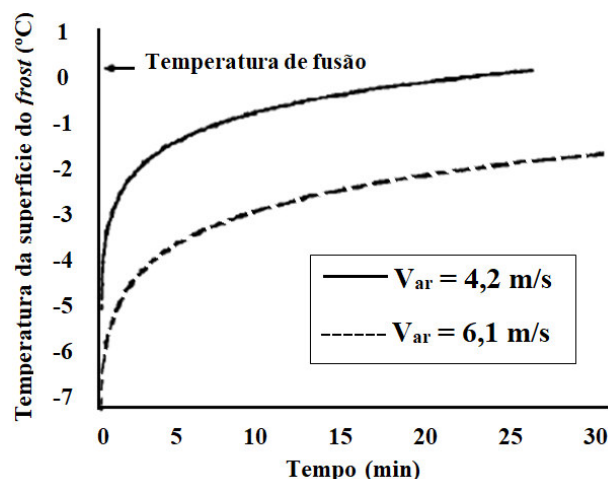


Figura 51 - Temperatura superficial da camada em função do tempo para diferentes testes de *Wu et al.* [47]. Curva superior:  $V_{ar}=4,2\text{m/s}$ ,  $T_{amb}=27^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{evap}=-7^{\circ}\text{C}$ ,  $Hum=41\%$ . Curva inferior:  $V_{ar}=6,1\text{m/s}$ ,  $T_{amb}=27^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{evap}=-4,8^{\circ}\text{C}$  e  $Hum=72\%$  [47].

Apesar das condições experimentais destes estudos serem diferentes a nível da temperatura, da humidade e da velocidade do ar é possível fazer algumas comparações. A variação de temperatura encontra-se na mesma escala, isto é, não apresenta uma amplitude superior a  $10^{\circ}\text{C}$ , por exemplo. Para além disso, a representação é similar, apresentando concavidade voltada para baixo e uma evolução semelhante. Porém, não foi possível obter uma validação completa da evolução temporal desta variável.

### 5.5.2 Análise da espessura da camada de *frost*

No âmbito do crescimento da espessura da camada obtém-se a Figura 52.

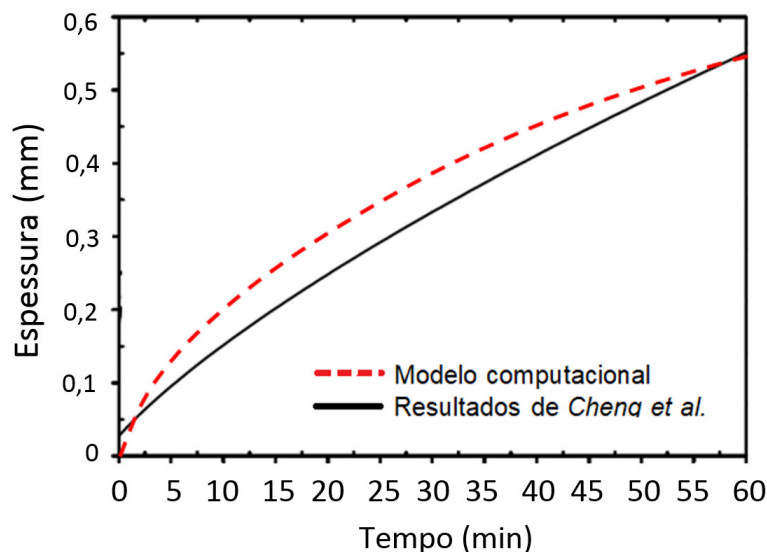


Figura 52 - Comparação da espessura prevista no modelo desenvolvido com os resultados experimentais de Cheng et al. [39 e 40].

Os resultados apresentam valores finais muito parecidos. A previsão do modelo computacional desenvolvida iguala quase de forma exacta a espessura final da camada no evaporador na secção analisada. No entanto, as funções têm uma curvatura ligeiramente diferente. Com efeito, a curva a vermelho aparenta um crescimento curvilíneo enquanto a curva a preto tende mais para um crescimento linear. Porém, a proximidade entre as curvas indicia um resultado que podemos considerar de boa qualidade. Apesar da espessura da deposição de *frost* ser apenas de 0,5 mm, este valor não deve ser desvalorizado dado que já pode causar perdas de eficácia e de eficiência consideráveis num evaporador.

### 5.5.3 Análise da massa volúmica da camada de *frost*

Em relação à massa volúmica, tanto na investigação experimental de Cheng et al. [39 e 40] como no modelo numérico aqui desenvolvido regista-se um crescimento inicial elevado da massa volúmica. Este resultado era expectável dado que a temperatura superficial da camada de *frost* tem o mesmo comportamento, e como se observou da Equação 3.4 esta grandeza depende directamente de  $T_s$ .

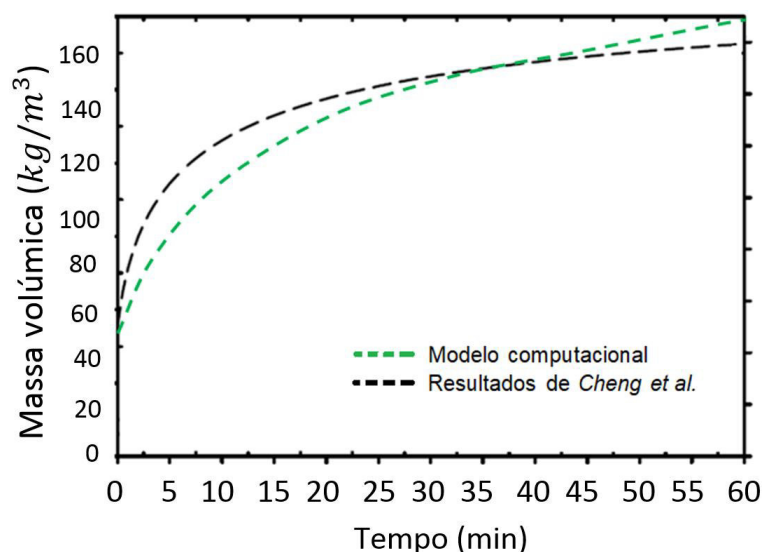


Figura 53 - Comparação da massa volúmica prevista no modelo desenvolvido com os resultados experimentais de Cheng et al. [39 e 40].

No modelo computacional desenvolvido, o crescimento na primeira meia hora é inferior ao obtido experimentalmente. A partir dos 30 min a função supera os resultados experimentais. No geral, a morfologia de ambas as funções é semelhante e a discrepância entre os resultados não ultrapassa os 7%.

O processo de densificação da camada de *frost* tende a diminuir à medida que a temperatura superficial da camada aumenta. Com o tempo, a temperatura na interface do *frost* tende a aproximar-se da temperatura ambiente e a transferência de calor decresce. Como tal, este abrandamento acaba por se reflectir na variação da massa volúmica do *frost*.

#### 5.5.4 Análise da potência calorífica da camada de *frost*

Para a análise do fluxo de calor foram realizadas duas simulações distintas. Numa considerou-se uma distribuição uniforme de *frost* ao longo da superfície dos tubos e das alhetas, enquanto que na outra se pressupôs que esta distribuição é não uniforme. Na segunda simulação considera-se que apenas parte da superfície do evaporador é efectivamente coberta por uma camada de *frost* que influencia de forma significativa a transferência de calor. Esta premissa derivou da análise de diferentes investigações. De seguida são apresentados dois exemplos distintos desenvolvidos por autores que partem deste pressuposto.

Em primeiro lugar, no método de *Gutiérrez et al.* [75] para simular a deposição de *frost* é prevista uma camada de *frost* numa das secções de teste com a distribuição representada na Figura 54. Ou seja, a deposição tende a ser superior no local mais próximo da fonte fria. No caso do evaporador, as extremidades das alhetas não deverão apresentar uma deposição de *frost* tão elevada.

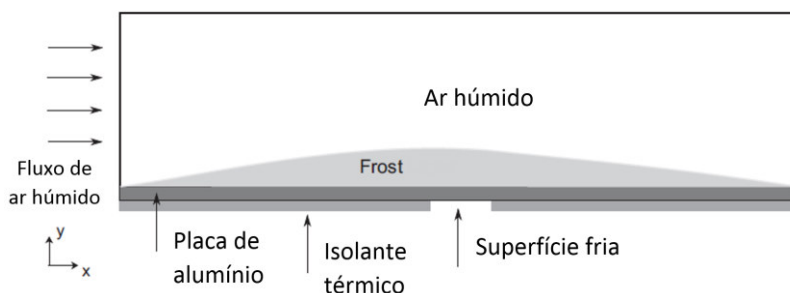


Figura 54 - Detalhe de uma secção de teste utilizada [75].

Em segundo lugar, considera-se o estudo de *Nellis et al.* [16] que compara a dinâmica de deposição de *frost* num circuito de refrigeração com fluxo paralelo em contracorrente. Como no evaporador em questão o fluido refrigerante escoia em contracorrente, foram analisados os resultados dos autores para este caso. O resultado da taxa de deposição de *frost* ao longo das diferentes filas do evaporador pode ser observado na Figura 55.

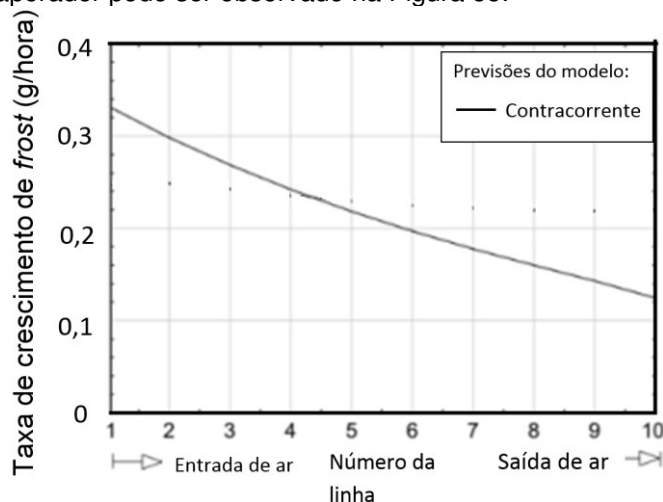


Figura 55 - Taxa de deposição de *frost* ao longo de um evaporador durante uma hora em funcionamento [16].

Na Figura 55, nota-se que ao longo do evaporador a taxa de deposição varia entre 0,32 e 0,13 g/h. Nesse caso, se fosse considerada uma distribuição uniforme do *frost* iria supor-se que na última fila a taxa de deposição seria igual à média observada, ou seja, aproximadamente 0,225 g/h. No entanto, isto não corresponde à realidade prática de 0,13 g/h, que é um valor 40% inferior.

Os resultados utilizados de *Cheng et al.* [39 e 40] fazem referência apenas a uma secção da última linha de tubos do evaporador. Como tal, no intuito de fazer uma comparação realista com estes resultados, optou-se por considerar uma deposição de *frost* 40% inferior à média calculada. Assim, para análise da potência calorífica foram realizadas duas simulações diferentes. A primeira simulação, representada a azul na Figura 56, considera que a distribuição de *frost* é uniforme ao longo de toda a superfície do evaporador, e que a transferência de calor segue a mesma lógica. A segunda simulação considera que apenas 60% da superfície possui uma camada com elevado impacto no cálculo da potência calorífica. Esta curva é representada pela cor verde na Figura 56. A curva superior indica uma potência inicial superior a 2,5 kW, que reduz progressivamente até 1,5 kW. A curva inferior inicialmente indica 1,3 kW, que baixa no momento inicial para cerca de 1 kW, e que vai baixando lentamente a partir daí.

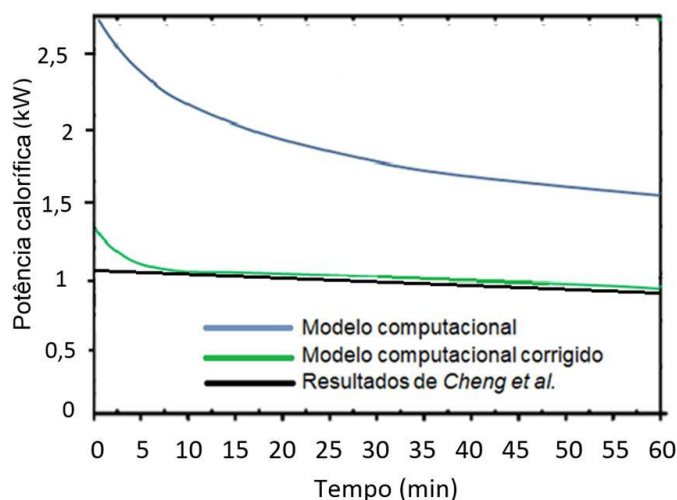


Figura 56 - Comparação entre a potência calorífica total entre o ar e a superfície da camada, previsto no modelo desenvolvido (original e corrigido) e os resultados de Cheng et al. [39 e 40].

Como se observa na Figura 56, o pressuposto utilizado de que a camada é não uniforme na sua distribuição promove um resultado mais próximo do resultado experimental. Esta proximidade ocorre durante toda a simulação, com a breve exceção do momento inicial. No início, a capacidade de refrigeração apresenta uma tendência a decrescer após o pico que atinge no arranque. Este comportamento não foge à realidade dado que *Hermes et al.* [76] também observaram o mesmo comportamento na sua análise de um evaporador com alhetas.

### 5.5.5 Análise da massa da camada de *frost*

Para o estudo da massa de *frost* é utilizada a mesma premissa que para o estudo da potência calorífica, onde apenas 60% da superfície fica coberta com uma camada considerável de *frost*. Mais uma vez se nota que o modelo computacional corrigido apresenta resultados mais próximos da realidade experimental. Na Figura 57 prevê-se uma acumulação de 3000 g de *frost*, em comparação com as 2900 g obtidas experimentalmente. Apesar da curvatura das funções ser um pouco diferente, a discrepância não é substancial.



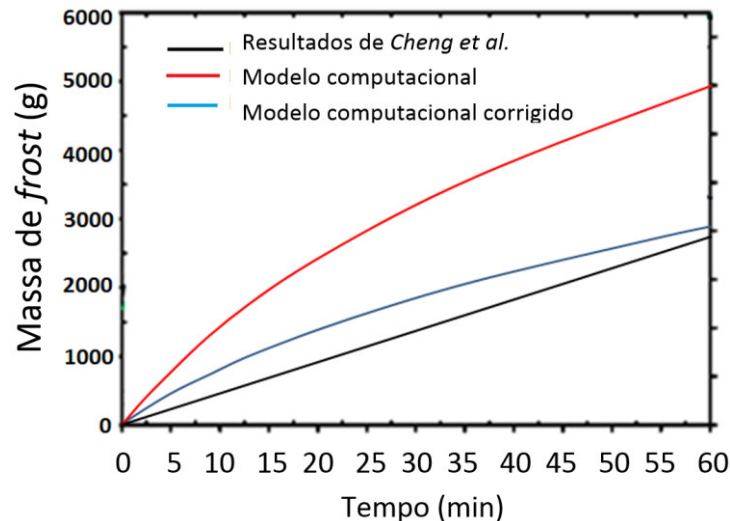


Figura 57 - Comparação da massa de frost prevista pelo modelo desenvolvido (original e corrigido) com os resultados de Cheng et al. [39 e 40].

De notar que a Figura 57 também realça a importância de descongelar um evaporador, visto que apenas em 60 min, acumula quase 3 kg de *frost* sobre a sua superfície.

### 5.5.6 Impacto da variação das condições experimentais

No próximo ponto de discussão de resultados pretende-se compreender o impacto da variação das condições de operação do sistema no processo de deposição e densificação do *frost*. Para isso, estuda-se o efeito da variação da temperatura do evaporador, da humidade do ar e da velocidade do escoamento do ar.

A temperatura do evaporador testada previamente foi de  $-7,5^{\circ}\text{C}$ . De seguida apresenta-se, na Figura 58, a mesma simulação para as temperaturas do evaporador de  $-5^{\circ}\text{C}$  e de  $-10^{\circ}\text{C}$ .

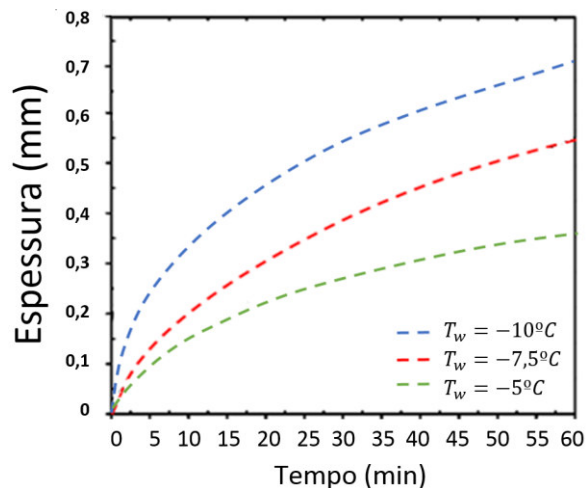


Figura 58 - Impacto da variação da temperatura do evaporador na espessura da camada de frost.

Quando a temperatura reduz para  $-10^{\circ}\text{C}$ , o crescimento da camada aumenta até 0,7 mm, e quando aumenta para  $-5^{\circ}\text{C}$ , a camada atinge apenas cerca de 0,33 mm.

A humidade do ar também é um fator crucial na dinâmica de deposição de *frost*. Nesta secção é analisado o efeito de um aumento e redução de 10% na humidade do ar exterior ao evaporador, na espessura e na massa volúmica da camada.

No caso da espessura, nota-se que o aumento da humidade relativa provoca um aumento da espessura da camada. Para uma humidade de 70%, a espessura atinge um valor superior a 0,7 mm e para uma humidade de 50% a camada atinge uma espessura de 0,3 mm, ou seja,



menos de metade. Este resultado é fácil de prever dado que, aumentando a quantidade de água no ar, a quantidade de água que se deposita sobre a superfície também deverá aumentar.

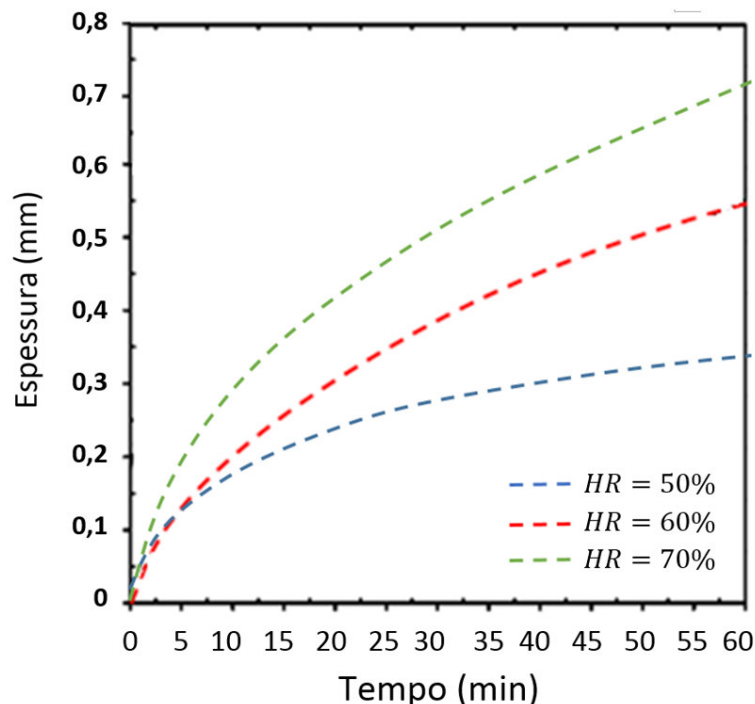


Figura 59 - Impacto da variação da humidade do ar na espessura da camada de frost.

No geral, todas as funções possuem um comportamento muito semelhante em relação à curvatura e à concavidade. Para além disso, pode-se observar que a temperatura do evaporador tem um impacto notável no crescimento da camada de *frost*. À medida que a temperatura diminui, a espessura da camada aumenta. Isto deve-se ao facto de que quanto menor for a temperatura da superfície, mais rápido será o processo de deposição das partículas de vapor de água presentes no ar circundante.

Para a massa volúmica, Nawaf *et al.* [14] promoveram várias observações experimentais e concluíram que o aumento da humidade do ar provoca uma diminuição da densificação. Os resultados destes autores podem ser observados na Figura 60. Nawaf *et al.* [14] executaram uma experiência complementada com um modelo computacional para a acumulação de *frost* num evaporador. Nos seus resultados também contemplam a evolução da massa volúmica em função da massa da camada, e tiram uma conclusão evidente: à medida que a massa de *frost* aumenta, a massa volúmica do *frost* também aumenta.

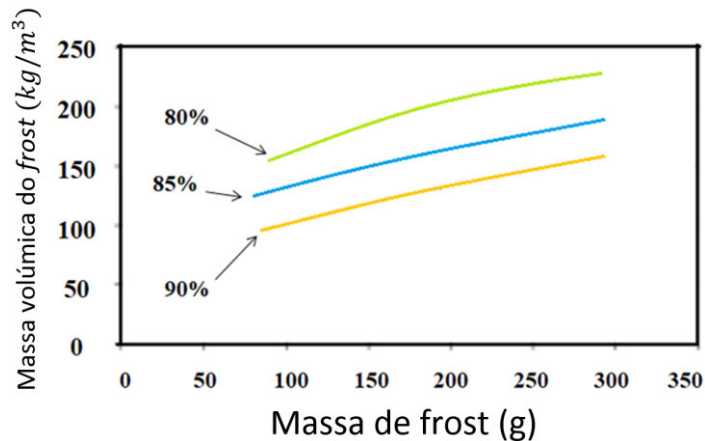


Figura 60 - Massa volúmica do frost em função da massa de frost a temperatura constante e para diferentes valores da humidade do ar [8].

A última grandeza cujo efeito é analisado é a velocidade do ar em escoamento. O ar húmido é impulsionado por um ou vários ventiladores e atravessa o evaporador a velocidade constante. Normalmente isto ocorre a baixa velocidade, e o escoamento mantém-se no regime laminar. No estudo seguinte analisa-se o impacto da variação da velocidade do ar na espessura e na massa volúmica do *frost* quando se aumenta a velocidade de escoamento do ar de 0,75 para 1,25 m/s. Na Figura 61 observa-se o efeito da velocidade do ar no crescimento da camada de *frost*.

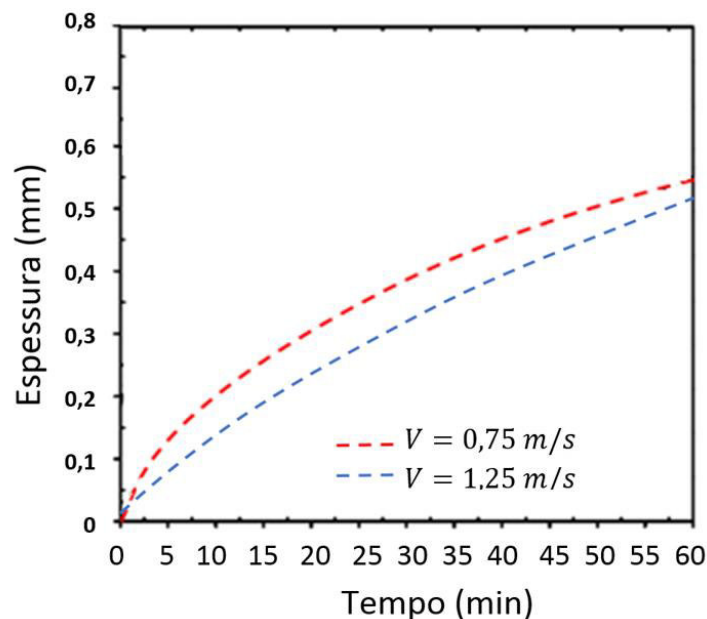


Figura 61 - Impacto da variação da velocidade de escoamento do ar no cálculo da espessura da camada de *frost*.

Como se pode verificar, este impacto não é notável dado que o aumento da velocidade do ar em cerca de 66% promove uma variação na espessura da camada de *frost* inferior a 10%. No entanto, observa-se que apesar da pequena alteração, o aumento da velocidade reduz o processo de deposição.

Por outro lado, observa-se o efeito da mesma alteração da velocidade de escoamento do ar no comportamento da massa volúmica do *frost*. Neste caso, apresentado na Figura 62, nota-se um efeito completamente diferente do anterior.

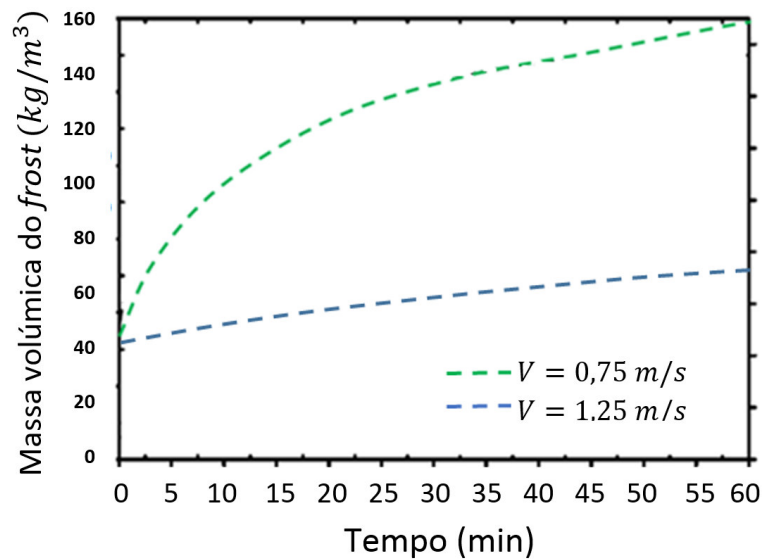


Figura 62 - Impacto da variação da velocidade de escoamento do ar na massa volúmica da camada de frost.

O mesmo aumento da velocidade de escoamento provoca uma redução superior a 50% na massa volúmica do frost. Enquanto que a  $0,75 m/s$  o valor final é de  $170 kg/m^3$ , a  $1,25 m/s$  a massa volúmica apresenta um crescimento lento até atingir apenas  $70 kg/m^3$ . Nesta situação, apesar do valor inicial da massa volúmica do frost ser igual, o escoamento de maior velocidade induz um comportamento mais linear, cuja curva tem uma menor inclinação.

### 5.5.7 Resultados complementares

Por fim, são colecionados alguns resultados pertinentes de outros artigos que poderão complementar a validação da qualidade da investigação em causa para o caso dos evaporadores. Estes apresentam-se por ordem cronológica.

- (1994) *When to defrost a refrigerator, and when to remove the scale from the heat exchanger of a power plant*, Bejan e Vargas [32].

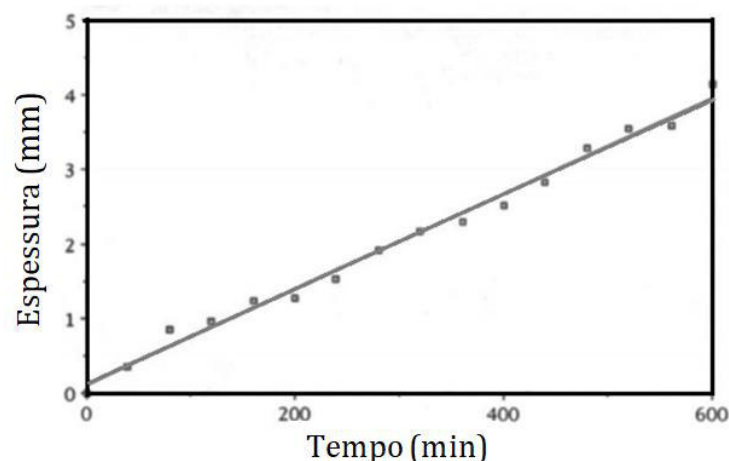


Figura 63 - Regressão linear dos resultados experimentais do crescimento da cada de frost num evaporador de um frigorífico comum [32].

Na regressão linear que Bejan e Vargas [32] fizeram dos resultados experimentais da sua experiência, num frigorífico comercial, a espessura da camada aumenta de forma essencialmente constante. A espessura apresenta uma evolução linear, algo que não corresponde nem à realidade prática nem teórica observada antes. Esta experiência foi feita num ambiente húmido

com 75% de humidade, temperatura do frigorífico a 3°C e do congelador a -18°C,  $T_{\text{ambiente}}$  a 30°C, com a porta do congelador aberta durante 10 segundos, a cada 40 min e a do frigorífico durante 10 segundos a cada 12 min. No fim, é proposta a seguinte correlação para a espessura da camada de *frost*:  $x = B \times t$  onde  $B$  é uma constante de proporcionalidade obtida experimentalmente. Neste artigo os autores usaram os princípios mais fundamentais da termodinâmica para demonstrar a existência óptima da sequência *on/off* do refrigerador, de modo a reduzir o consumo eléctrico, manter a temperatura desejada e descongelar a camada de *frost* acumulado. Planearam um método aplicável a qualquer evaporador, e a sua gama de aplicação demasiado ampla pode ter sido uma razão de falha. A conclusão de que a espessura da camada aumenta de forma constante, durante toda a simulação, não foi corroborada por nenhum outro artigo encontrado na literatura, nem pelos resultados obtidos nesta dissertação.

Com efeito, *Bejan e Vargas* [32] indicam que a sua experiência valida os resultados de *Rite e Crawford* [29], resultados estes que mostram que, a baixas velocidades do ar, a taxa de crescimento da camada de *frost* num frigorífico comum é essencialmente constante. Porém, como também se observou neste trabalho, essa variação não é constante, e essa conclusão parece ser incorreta.

- (2002) *Frost formation on fin-and-tube heat exchangers. Part I – Modeling of frost formation on fin-and-tube heat exchangers*, *Seker et al.* [6]

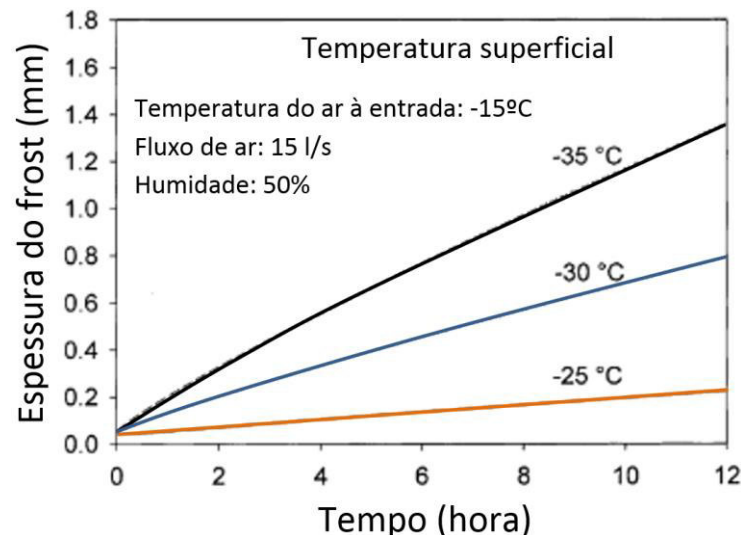


Figura 64 - Espessura da camada em função do tempo, para diferentes temperaturas do evaporador [6].

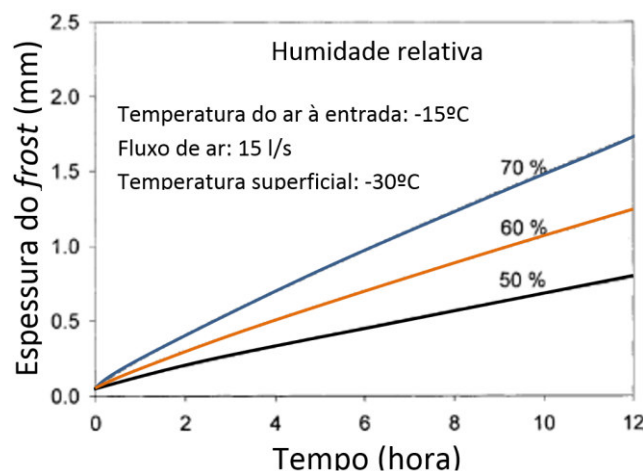


Figura 65 - Espessura da camada em função do tempo, para diferentes humidades relativas do ar [6].

Os resultados do estudo de *Karatas et al.* [6] são semelhantes aos deste trabalho, no sentido em que, aumentando a humidade, a espessura da camada é superior. Ademais, quanto menor é a temperatura do evaporador mais rápido é o crescimento da camada. No entanto, as funções apresentam inclinações distintas em relação aos resultados obtidos a partir do modelo computacional desenvolvido. Isto pode dever-se ao facto de as condições experimentais também serem diferentes.

*Karatas et al.* [6] validaram os seus resultados numéricos a partir de resultados experimentais de deposição sobre geometrias diferentes. O modelo numérico que os autores desenvolveram foi parcialmente baseado em correlações empíricas para prever a condutividade térmica do vapor de água e da massa volúmica.

- (2006) *Numerical and Experimental Study of the Influence of Frost Formation and Defrosting on the Performance of Industrial Evaporator Coils*, Nawaf et al. [14].

O estudo de *Nawaf et al.* [14] já foi utilizado antes para complementar a análise do efeito da variação da humidade relativa do ar. No entanto, é possível observar outras conclusões interessantes.

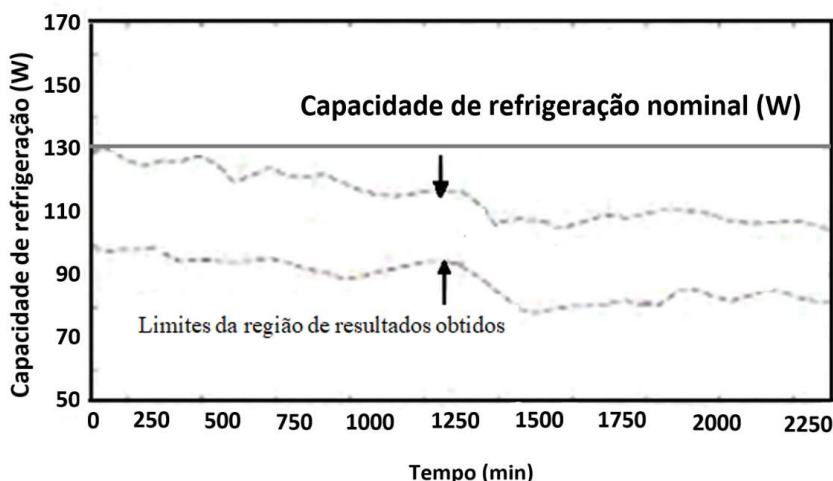


Figura 66 - Capacidade de refrigeração do evaporador ao longo do tempo para cinco medições diferentes [32].

Em relação à capacidade de refrigeração do evaporador, representada na Figura 66, observa-se no geral uma perda de capacidade contínua e não repentina, tal como observado no modelo computacional para a placa plana e para o evaporador alhetado. As pequenas oscilações podem dever-se ao facto de a velocidade e humidade do ar também diminuírem lentamente. Este comportamento é diferente do obtido a partir da análise numérica, atendendo a que nesse caso estas grandezas são consideradas constantes para efeitos de simulação.

As semelhanças com este modelo no que toca ao aumento da massa de *frost* e da capacidade de refrigeração merecem a devida atenção. Com efeito, o aumento da camada provoca um isolamento térmico crescente da superfície do evaporador, que se reflecte numa perda contínua de eficácia. Adicionalmente, a acumulação de *frost* detém o fluxo de ar e reduz a capacidade de troca térmica.

Este modelo também conclui que o aumento da humidade se traduz num aumento da quantidade de *frost* depositado, e que a acumulação de *frost* é superior nas primeiras alhetas sujeitas ao fluxo de ar.

Por fim, os autores concluem que o fluxo paralelo é ideal para aplicações onde operar exactamente com a máxima eficiência não é tão importante como operar durante o máximo tempo possível. Ou seja, o escoamento paralelo não deve ser utilizado, por exemplo, no congelamento de comida onde o evaporador deve funcionar continuamente, dado que o processo de descongelação põe em risco a qualidade da comida armazenada.

- (2007) *Comparison of parallel and counter-flow circuiting in an industrial evaporator under frosting conditions*, Nellis et al. [16].

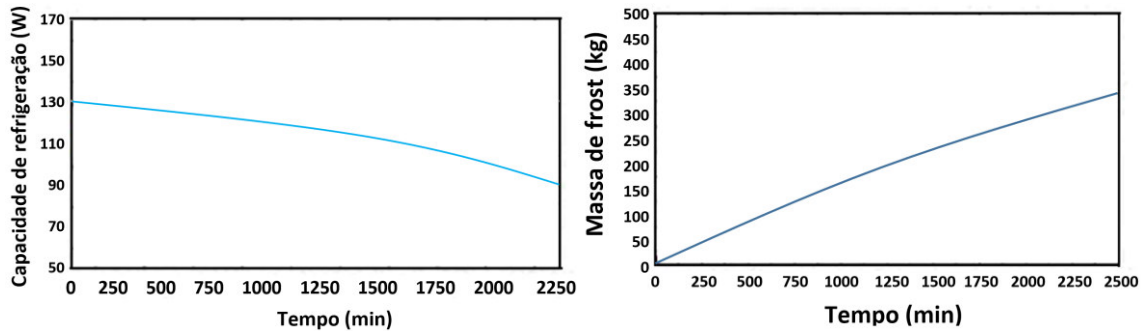


Figura 67 - Capacidade de refrigeração e da massa de frost em função do tempo com o fluido refrigerante a escoar em contracorrente [16].

Neste artigo Nellis et al. [16] comparam a eficácia do evaporador quando o fluido refrigerante circula em cada um dos sentidos - contracorrente ou fluxo paralelo. Esta é uma abordagem que apresentou conclusões interessantes. Por exemplo, no fluxo paralelo, a capacidade de arrefecimento é cerca de 25% inferior à da contracorrente. Por outro lado, mais uma vez, o aumento da massa de *frost* equivale a uma redução da capacidade de arrefecimento do sistema.

Nesta dissertação o modelo computacional desenvolvido não contempla o sentido de circulação do fluido refrigerante; no entanto, isso poderá ser tido em conta numa futura investigação. Mesmo assim, observa-se que o aumento da massa de *frost* prevista no modelo computacional tem uma evolução análoga à da Figura 67 do lado direito.

- (2014) *Algebraic modeling and thermodynamic design of fan-supplied tube-fin evaporators running under frosting conditions*, Ribeiro e Hermes [22].

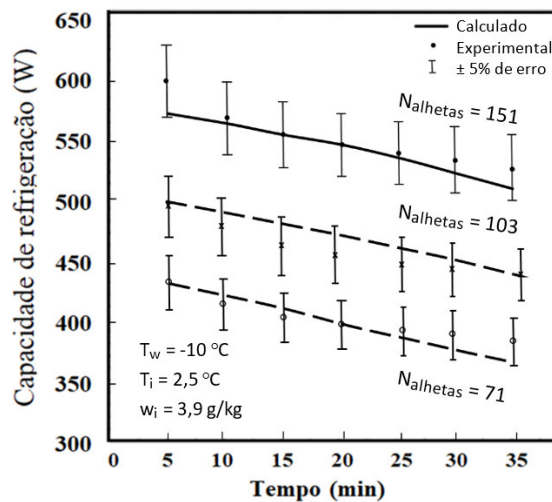


Figura 68 - Capacidade de arrefecimento em função do tempo para um número de alhetas diferente - Modelo numérico de Ribeiro e Hermes [22].

Neste artigo os autores executam um modelo numérico acompanhado de ensaios experimentais. Comparam a capacidade de arrefecimento do evaporador em função do número de alhetas, e os resultados apresentam-se na Figura 68. Observa-se que quanto mais alhetas maior a capacidade de transferência de calor e, consequentemente, de arrefecimento. Contudo, também se observa que para números diferentes de alhetas a perda de potência térmica apresenta um declínio essencialmente igual.



## Capítulo 6: Conclusões, e propostas para trabalhos futuros

O principal objectivo deste trabalho foi compreender a evolução da deposição de *frost* numa placa plana e num evaporador tubular com alhetas planas de um sistema de refrigeração. Para além de entender a dinâmica desse processo pretendeu-se simulá-lo através de um modelo numérico. O modelo foi implementado em *Matlab* e teve como objectivo fornecer informação acerca da evolução temporal da espessura da camada de *frost*, da sua temperatura superficial, da massa acumulada, da sua massa volúmica e da potência térmica do sistema. Deste modo, também se tornou possível prever a frequência de descongelação da geometria em questão e melhorar o funcionamento da instalação.

Ao longo da dissertação foi feita uma revisão da literatura existente relativa a evaporadores, congelação, formação de *frost*, sistemas de refrigeração, condutividade térmica do *frost*, estruturas tubulares com ou sem alhetas, etc. Apesar da literatura não ser abundante foi possível obter vários artigos com resultados experimentais, numéricos, ou correlações semi-empíricas que sustentaram esta investigação.

Com base na revisão da literatura foi construído um primeiro modelo computacional da deposição de *frost* numa placa plana. O objectivo foi compreender as bases teóricas deste processo, para uma geometria mais simples, e preparar um código que fornecesse resultados que permitissem avaliar esta dinâmica. De seguida, os resultados foram validados por comparação com resultados de estudos semelhantes desenvolvidos por outros autores, dando especial atenção à experiência de *Lee et al.* [55].

Depois de ultrapassar o primeiro desafio, a literatura reunida tornou-se mais específica para o caso de evaporadores tubulares com alhetas, de preferência sujeitos a condições de congelação. À medida que foi sendo reunida informação conclusiva o segundo modelo computacional foi sendo desenvolvido por etapas, utilizando algumas correlações base já utilizadas no primeiro modelo. As condições experimentais utilizadas e a dimensão do evaporador foram retiradas da investigação de *Cheng et al.* [39, 40]. A validação deste modelo também foi feita a partir da comparação com os resultados de *Cheng et al.* [39 e 40]. Com base na informação obtida estimou-se a frequência recomendada de descongelação, tendo por base a investigação de *Bejan e Vargas* [32]. No caso do evaporador também foi feito um estudo superficial das semelhanças e discrepâncias dos resultados obtidos, em relação a trabalhos de vários investigadores. Esta análise foi sistematizada por ordem cronológica.

A partir da comparação com vários artigos, dando especial foco ao de *Cheng et al.* [39, 40], foi possível confirmar algumas premissas iniciais. Por outro lado, foi possível verificar incongruências com alguns pressupostos, como, por exemplo, o crescimento linear da camada tal como proposto no artigo de *Bejan e Vargas* [32]. No entanto, de um modo geral, foi possível simular e compreender a dinâmica da deposição de *frost* nos tubos e alhetas.

As diferenças entre os resultados experimentais de *Cheng et al.* [39, 40] e os do modelo computacional desenvolvido podem ser justificadas por várias razões, de que se salientam as duas principais: a qualidade das condições experimentais utilizadas na prática e a falta de informação acerca das mesmas, nos artigos publicados. Ou seja, o modelo computacional considera um ambiente ideal, sem fugas ou influências exteriores imprevistas. Por outro lado, os autores não mencionaram todas as características da morfologia do evaporador, como por exemplo, a área superficial. Como tal, foram feitas algumas estimativas cuja incerteza influencia diretamente a qualidade dos resultados. Para além destas razões, podem haver imperfeições nos pressupostos iniciais como, por exemplo, considerar uma acumulação uniforme de *frost* ao longo do evaporador, entre outras.

Por fim, apresentam-se várias conclusões obtidas ao longo deste estudo:

- No geral, confirma-se que durante a formação de *frost* a espessura da camada, a temperatura superficial e a massa volúmica do *frost* aumentam. Esta conclusão também é comprovada por vários estudos experimentais [10, 44, 46, 47, 48, 55 e 78].
- Tanto no modelo da placa plana como no do evaporador observam-se funções com um comportamento tendencialmente logarítmico, em que a concavidade voltada para baixo é comum em todas as representações. Ou seja, no geral, essa é a evolução temporal das grandezas referidas no ponto anterior.
- O aumento da velocidade de escoamento do ar provoca um aumento na massa volúmica do *frost* e uma redução pouco substancial no crescimento da camada de *frost*. A mesma

conclusão foi obtida por *Yonko e Sepsy* [48] e *Cheng e Wu* [47], na análise da influência da velocidade do ar.

- A espessura da camada aumenta e a massa volúmica do *frost* diminui com o aumento da humidade do ar. Esta relação indica que quando a quantidade de vapor de água no ar aumenta, esta tem mais tendência a acumular-se ao longo da camada do que a difundir através da mesma.
- A redução da temperatura da superfície da placa ou do evaporador provocam um aumento da espessura da camada de *frost*. *Hermes et al.* [44] e *Lee et al.* [45] constataram que a temperatura da placa é o fator mais influente na dinâmica do processo de deposição.
- Ao longo do tempo a temperatura superficial da camada de *frost* não se mantém constante. O aumento da temperatura superficial da camada deve-se ao isolamento térmico crescente que a camada de *frost* causa na superfície do evaporador.
- Como se referiu no início, a condutividade térmica do *frost* pode ser 1000 vezes menor que a condutividade das alhetas de alumínio. Ao longo do tempo, este fator causa uma aproximação entre a temperatura da superfície da camada e a temperatura ambiente. Com o tempo, este equilíbrio térmico torna-se cada vez mais próximo e o crescimento da temperatura superficial do *frost* torna-se mais lento.
- No caso da placa plana, inicialmente a taxa de crescimento da camada tem um valor elevado. Depois, com o passar do tempo, este crescimento tende a assumir uma evolução essencialmente linear. O mesmo ocorre no caso da temperatura superficial e da massa volúmica. Na comparação entre o modelo desenvolvido e os resultados de *Lee et al.* [45], o crescimento inicial destas três grandezas apresenta um comportamento distinto. Porém, convém sublinhar que na sua investigação, os autores indicam que apesar do erro total associado ao modelo criado ser de cerca de 10%, o comportamento das funções na fase inicial de deposição de *frost* poderá apresentar uma discrepância superior [55].
- A previsão da transferência de calor e da massa acumulada de *frost* mostram discrepâncias. Estas observaram-se entre os resultados do modelo computacional aplicado a uma placa plana e os resultados experimentais de *Lee et al.* [45], e entre os resultados do modelo computacional aplicado a um evaporador e os resultados experimentais de *Cheng et al.* [39, 40]. Estas diferenças devem-se ao facto da distribuição de *frost* ser considerada uniforme ao longo da superfície em análise.

No caso do evaporador em contracorrente *Nellis et al.* [16] explicaram que esta uniformização não é real. Nessa situação, a acumulação de *frost* é maior na zona de entrada de ar e inferior na zona de saída, como foi explicado na Secção 5.5.4.

Como tal, a partir das Figuras 54 e 55 estimou-se que a massa apresentava um crescimento substancial apenas em 60% da superfície, tanto para a placa plana como para o evaporador alhetado. Concluiu-se que esta estimativa, já proposta por *Nellis et al.* [16] ou por *Gutiérrez et al.* [75], tende para resultados mais próximos da realidade prática (Figura 57).

- As diferenças entre os resultados experimentais e os resultados previstos da massa volúmica podem ser explicados por vários factores: 1 – Como se observa na Figura 30, o desvio de 1°C na previsão da temperatura superficial da camada repercute-se na massa volúmica de forma exponencial, de acordo com a Equação 3.4 – uma pequena alteração de  $T_f$  causa uma grande alteração de  $\rho_f$ . 2 - Qualquer desvio no cálculo da temperatura superficial ou da massa volúmica da camada de *frost* podem ter origem no erro associado a cada uma das correlações utilizadas. Por outro lado, cada medição destas grandezas possui uma incerteza associada aos instrumentos e processos de medição. 3 – No cálculo da massa volúmica do *frost* a sua distribuição ao longo da camada é considerada uniforme. No entanto, este pressuposto é uma simplificação que não corresponde exatamente à realidade, visto que a massa volúmica é menor à superfície. Autores como *Jones e Parker* [8] fizeram notar que essa poderia ser a principal razão do desvio de 35%, entre as suas previsões numéricas e os resultados experimentais que analisaram.



- O fluxo mássico de humidade do ar húmido para a camada tende a diminuir ao longo do tempo. Dado que a massa volúmica vai aumentando, torna-se cada vez mais difícil para o vapor de água difundir através da camada. De facto, isto também explica o facto do processo de densificação se tornar mais lento com o tempo.
- A capacidade de refrigeração do evaporador diminui com o tempo de forma essencialmente constante devido ao aumento da temperatura superficial da camada e devido à diminuição do fluxo mássico de ar. A capacidade de refrigeração pode ser melhorada aumentando, por exemplo, o número de alhetas do evaporador.
- A dimensão do evaporador influencia directamente a transferência de calor. Quanto maior for o número de colunas, o número de linhas ou a profundidade do evaporador, maior é a transferência de calor. No entanto, as dimensões da estrutura são limitadas pelo produto onde se insere o evaporador e pela queda de pressão admissível para o fluido refrigerante. Se a tubagem for demasiado extensa o fluido refrigerante sofre quedas de pressão no interior do tubo que podem interferir com as mudanças de fase necessárias para manter o sistema a funcionar. Por outro lado, se o evaporador for demasiado grande, pode ser incomportável inseri-lo num produto comercial.
- Ambos os modelos computacionais desenvolvidos permitem um planeamento eficaz da deposição de *frost* sobre um evaporador. Com estes modelos torna-se possível prever a dinâmica de deposição de *frost* para qualquer conjunto de condições experimentais proposto. O erro associado a estas previsões pode ainda ser minorado se forem tidas em consideração as sugestões de trabalhos futuros mencionadas a seguir.

Numa investigação futura também poderá ser contabilizada a influência do comportamento do refrigerante ao longo do evaporador, dado que este sofre quedas de pressão e variações de temperatura que podem ser pertinentes para a análise da deposição de *frost*. Para além disso, também poderá ser contemplado o sentido de circulação do fluido refrigerante.

Alguns estudos anteriores, referenciados no Capítulo 2, focaram-se no processo de deposição de *frost* em evaporadores, considerando a influência do fluido refrigerante. A influência do fluido é calculada utilizando o coeficiente bifásico de transferência de calor. Em [77] é possível obter a base de cálculo deste coeficiente para o caso da amónia, por exemplo. No caso de outro tipo de refrigerantes, este coeficiente pode ser obtido consultando o artigo publicado por *Yokozeki et al.* [34].

No modelo computacional, a velocidade do ar forçado pelo ventilador é tomada como constante. O mesmo se passa com a sua humidade. Porém, estas propriedades variam tal como se observa facilmente nos resultados de [74]. Nesse artigo, a velocidade do ar chega a baixar 30%. Como tal, considerar essa variação poderá ser uma medida a tomar para aperfeiçoar o modelo no futuro.



## Bibliografia

- [1] Henley, J.. The Guardian. Disponível em: <<https://www.theguardian.com/environment/2015/oct/26/cold-economy-cop21-global-warming-carbon-emissions>>. Acesso em: 5 Maio 2018
- [2] Heating and Cooling. European Commission. Disponível em: <<https://ec.europa.eu/energy/en/topics/energy-efficiency/heating-and-cooling>>. Acesso em: 4 Maio 2018
- [3] Communication from the Commission to the European Parliament, The Council, the European Economic and Social Committee and the Committee of the Regions. European Commission. Disponível em: <[https://ec.europa.eu/energy/sites/ener/files/documents/1\\_EN\\_ACT\\_part1\\_v14](https://ec.europa.eu/energy/sites/ener/files/documents/1_EN_ACT_part1_v14)>. Acesso em: 4 Maio 2018.
- [4] Da Silva, D.L., Colombo, E.G., Baretta, G., Melo, C. and Hermes, C.J., 2010. A Study of Frost Accretion on the Thermal-Hydraulic Performance of Fan-Supplied Tube-Fin Evaporators. 13th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering.
- [5] Oliver, J.E., 2005. Springer Science & Business Media. In *Encyclopedia of World Climatology* (pp. 382-). Springer, Netherlands.
- [6] Seker, D., Karatas, H. and Egrican, N., 2004. Frost formation on fin-and-tube heat exchangers. Part I—Modeling of frost formation on fin-and-tube heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 27(4), pp.367-374.
- [7] Sherif, S.A., Raju, S.P., Padki, M.M. and Chan, A.B., 1993. A semi-empirical transient method for modelling frost formation on a flat plate. *International Journal of Refrigeration*, 16(5), pp.321-329.
- [8] Na, B. and Webb, R.L., 2004. New model for frost growth rate. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47(5), pp.925-936.
- [9] Na, B. and Webb, R.L., 2004. Mass transfer on and within a frost layer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47(5), pp.899-911.
- [10] Lee, K.S., Kim, W.S. and Lee, T.H., 1997. A one-dimensional model for frost formation on a cold flat surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 40(18), pp.4359-4365.
- [11] Kandula, M., 2011. Frost growth and densification in laminar flow over flat surfaces. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54(15-16), pp.3719-3731.
- [12] Şahin, A.Z., 2000. Effective thermal conductivity of frost during the crystal growth period. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43(4), pp.539-553.
- [13] Whitman, B., Johnson, B., Tomczyk, J. and Silberstein, E., 2012. *Refrigeration and air Conditioning Technology*. Cengage Learning. pp.476-498.
- [14] Aljuwayhel, N.F., 2006. *Numerical and Experimental Study of the Influence of Frost Formation and Defrosting on the Performance of Industrial Evaporator Coils* (Doctoral dissertation, University of Wisconsin--Madison).
- [15] Dincer, I., 2017. *Refrigeration Systems and Applications*. John Wiley & Sons. West Sussex. pp.170-180.
- [16] Aljuwayhel, N.F., Reindl, D.T., Klein, S.A. and Nellis, G.F., 2007. Comparison of parallel-and counter-flow circuiting in an industrial evaporator under frosting conditions. *International Journal of Refrigeration*, 30(8), pp.1347-1357.

- [17] Olcay, A.B., Avci, P., Bayrak, E., Dalkılıç, A.S. and Wongwises, S., 2017. Experimental investigation of frost issue on various evaporators having different fin types. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 86, pp.190-198.
- [18] Plate fin surface geometries. Heat Exchanger Design Handbook. Disponível em: <[http://hedhme.com/content\\_map/?link\\_id=17256&article\\_id=298](http://hedhme.com/content_map/?link_id=17256&article_id=298)>. Acesso em 25 Abril 2018.
- [19] Da Silva, M.N., 2005. Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial. *PROCEL, Rio de Janeiro*.
- [20] Mannapperuma, J.D. and Singh, R.P., 1988. Thawing of frozen foods in humid air. *International Journal of Refrigeration*, 11(3), pp.173-186.
- [21] Hermes, C.J., Loyola, F.R. and Nascimento Jr, V.S., 2014. A semi-empirical correlation for the frost density. *International Journal of Refrigeration*, 46, pp.100-104.
- [22] Ribeiro, R.S. and Hermes, C.J., 2014. Algebraic modeling and thermodynamic design of fan-supplied tube-fin evaporators running under frosting conditions. *Applied Thermal Engineering*, 70(1), pp.552-559.
- [23] Chung, P. M., Algren, A. EL Frost formation and heat transfer on a cylinder in humid air cross flow. Parts I and II *ASHRAE Trans* (1959) 65 213-244.
- [24] Barron, R.F. and Han, L.S., 1965. Heat and mass transfer to a cryosurface in free convection. *Journal of Heat Transfer*, 87(4), pp.499-506.
- [25] Brian, P.L.T., 1969. Cryogenic frost properties. *Cryogenic Technol.*, 5, pp.205-212.
- [26] Kennedy, L.A. and Goodman, J., 1974. Free convection heat and mass transfer under conditions of frost deposition. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 17(4), pp.477-484.
- [27] O'neal, D.L., 1985. A review of frost formation in simple geometries. *ASHRAE Trans*, 91(2), pp.267-282.
- [28] Yonko, J.D., 1967. An investigation of the thermal conductivity of frost while forming on a flat horizontal plate. *ASHRAE Transactions*, 73(2), pp.1-1.
- [29] Rite, R.W. and Crawford, R.R., 1991. The effect of frost accumulation on the performance of domestic refrigerator-freezer finned-tube evaporator coils. *ASHRAE Transactions*, 97(2), pp.428-437.
- [30] Mao, Y., Besant, R. W., Rezkallah, K. S., 1992, Measurement and correlations of frost properties with airflow over a flat plate, *ASHRAE Transactions*, vol. 98, pt. 2, pp. 65-78.
- [31] Tao, Y.X., Besant, R.W. and Rezkallah, K.S., 1993. A mathematical model for predicting the densification and growth of frost on a flat plate. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 36(2), pp.353-363.
- [32] Bejan, A., Vargas, J.V. and Lim, J.S., 1994. When to defrost a refrigerator, and when to remove the scale from the heat exchanger of a power plant. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 37(3), pp.523-532.
- [33] Radcenco, V., Vargas, J.V.C., Bejan, A. and Lim, J.S., 1995. Two design aspects of defrosting refrigerators. *International Journal of Refrigeration*, 18(2), pp.76-86.
- [34] Bivens, D.B. and Yokozeki, A., 1992. Heat transfer of refrigerant mixtures. Proceedings of the International Refrigeration Conference, Purdue University, W. Lafayette, Indiana, Vol. 1, 141-148.

- [35] Hambraeus, K., 1991. Heat transfer coefficient during two-phase flow boiling of HFC-134a. *International Journal of Refrigeration*, 14(6), pp.357-362.
- [36] Barron, R.F. and Han, L.S., 1965. Heat and mass transfer to a cryosurface in free convection. *Journal of Heat Transfer*, 87(4), pp.499-506.
- [37] Cheng, C.H. and Cheng, Y.C., 2001. Predictions of frost growth on a cold plate in atmospheric air. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 28(7), pp.953-962.
- [38] Na, B. and Webb, R.L., 2004. Mass transfer on and within a frost layer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47(5), pp.899-911.
- [39] Tso, C.P., Cheng, Y.C. and Lai, A.C.K., 2006. Dynamic behavior of a direct expansion evaporator under frosting condition. Part I. Distributed model. *International Journal of Refrigeration*, 29(4), pp.611-623.
- [40] Tso, C.P., Cheng, Y.C. and Lai, A.C.K., 2006. Dynamic behavior of a direct expansion evaporator under frosting condition. Part II. Field investigation on a shipping container. *International Journal of Refrigeration*, 29(4), pp.624-631.
- [41] Xia, Y., Zhong, Y., Hrnjak, P.S. and Jacobi, A.M., 2006. Frost, defrost, and refrost and its impact on the air-side thermal-hydraulic performance of louvered-fin, flat-tube heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 29(7), pp.1066-1079.
- [42] Malhammar, A., "Monitoring Frost Growth in Evaporators is a Complex Process", Australian Refrigeration, Air conditioning and Heat, April, (1988).
- [43] Léoni, A., Mondot, M., Durier, F., Revellin, R. and Haberschill, P., 2016. State-of-the-art review of frost deposition on flat surfaces. *International Journal of Refrigeration*, 68, pp.198-217.
- [44] Hermes, C.J., Piucco, R.O., Barbosa Jr, J.R. and Melo, C., 2009. A study of frost growth and densification on flat surfaces. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 33(2), pp.371-379.
- [45] Y.B. Lee, 2003. Studies on the Growth of the Frost Layer based on Heat and Mass Transfer Through Porous Media, PhD thesis, School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University, Seoul, Korea
- [46] Jones, B.W. and Parker, J.D., 1975. Frost formation with varying environmental parameters. *Journal of Heat Transfer*, 97(2), pp.255-259.
- [47] Cheng, C.H. and Wu, K.H., 2003. Observations of early-stage frost formation on a cold plate in atmospheric air flow. *Journal of Heat Transfer*, 125(1), pp.95-102.
- [48] Yonko, J.D., 1967. An investigation of the thermal conductivity of frost while forming on a flat horizontal plate. *ASHRAE Transactions*, 73(2), pp.1-1.
- [49] Dietenberger, M.A., 1983. Generalized correlation of the water frost thermal conductivity. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 26(4), pp.607-619.
- [50] Brian, P.T., Reid, R.C. and Shah, Y.T., 1970. Frost deposition on cold surfaces. *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals*, 9(3), pp.375-380.
- [51] Woodside, W., 1958. Calculation of the thermal conductivity of porous media. *Canadian Journal of Physics*, 36(7), pp.815-823.
- [52] Le Gall, R., Grillot, J.M. and Jallut, C., 1997. Modelling of frost growth and densification. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 40(13), pp.3177-3187.

- [53] Threkeld J., 1970. *Thermal Environmental Engineering, Second ed., Prentice Hall Book Co., Englewood Cliffs, NJ*
- [54] Hermes, C.J., 2012. An analytical solution to the problem of frost growth and densification on flat surfaces. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55(23-24), pp.7346-7351.
- [55] Lee, K.S., Jhee, S. and Yang, D.K., 2003. Prediction of the frost formation on a cold flat surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46(20), pp.3789-3796.
- [56] Biguria, G. and Wenzel, L.A., 1970. Measurement and correlation of water frost thermal conductivity and density. *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals*, 9(1), pp.129-138.
- [57] Schneider, H.W., 1978. Equation of the growth rate of frost forming on cooled surfaces. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 21(8), pp.1019-1024.
- [58] Lee, K.S., Lee, T.H. and Kim, W.S., 1994. Heat and mass transfer of parallel plate heat exchanger under frosting condition. *SAREK Journal*, 6(2), pp.155-165.
- [59] McQuiston, F.C., 1980. *Finned Tube Heat Exchangers: State of the Art for the Air Side* (No. CONF-800451--3). Oklahoma State Univ., Stillwater (USA).
- [60] Domanski, P. A., 1982, Computer modeling and prediction of performance of an air source heat pump with a capillary tube, Ph.D. Dissertation, The Catholic Univ. of America.
- [61] Murphy, D.M. and Koop, T., 2005. Review of the vapour pressures of ice and supercooled water for atmospheric applications. *Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society*, 131(608), pp.1539-1565.
- [62] Mago, P.J. and Sherif, S.A., 2005. Frost formation and heat transfer on a cold surface in ice fog. *International Journal of Refrigeration*, 28(4), pp.538-546.
- [63] Cengel, Y.A. and Boles, M.A. (2001) *Thermodynamics: An Engineering Approach*, 3rd Edition, McGraw Hill.
- [64] Rogers, R.R., Yau, M.K., 1989. A short course in cloud physics. International Series in Natural Philosophy, 113. Pergamon, Tarrytown, New York.
- [65] Bergman, T.L., Incropera, F.P., DeWitt, D.P. and Lavine, A.S., 2011. *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley & Sons
- [66] Yonko, J.D., Sepsy, C.F., 1967. An investigation of the thermal conductivity of frost while forming on a flat horizontal plate. ASHRAE 74<sup>th</sup> Annual Meeting 2043, New York.
- [67] Cai, L., Wang, R., Hou, P., Zhang, X., 2011. Study on restraining frost growth at initial stage by hydrophobic coating and hygroscopic coating. *Energy and Buildings*. 43 (5), 1159-1163
- [68] Wang, W., Guo, Q., Lu, W., Feng, Y., Na, W., 2012. A generalized simple model for predicting frost growth on cold flat plate. *International Journal of Refrigeration* 35 (2), 475-486
- [69] Eckert, E.R.G. and Drake Jr, R.M., 1987. *Analysis of Heat and Mass Transfer*.
- [70] Žukauskas, A., 1972. Heat transfer from tubes in crossflow. In *Advances in Heat Transfer* (Vol. 8, pp. 93-160). Elsevier. New Jersey.
- [71] Wang, C.C., 2000. Recent progress on the air-side performance of fin-and-tube heat exchangers. *International Journal of Heat Exchangers*, 1(1), pp.49-76.
- [72] Shah, R.K. and Sekulic, D.P., 2003. *Fundamentals of heat exchanger design*. John Wiley & Sons.

- [73] Karatas H, 1995. Theoretical and Experimental Investigation of a Domestic Refrigerator Evaporator, MSc. Thesis, Technical University of Istanbul-Institute of Science and Technology, Istanbul
- [74] Liping, X., Xianmin, G. and Zhen, X., 2017. Experimental study of frost growth characteristics on the surface of a fin-tube heat exchanger. *Energy Procedia*, 105, pp.5114-5121.
- [75] Bartrons, E., Oliet, C., Gutiérrez, E., Naseri, A. and Pérez-Segarra, C.D., 2018. A finite volume method to solve the frost growth using dynamic meshes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 124, pp.615-628.
- [76] Da Silva, D.L., Hermes, C.J. and Melo, C., 2011. Experimental study of frost accumulation on fan-supplied tube-fin evaporators. *Applied Thermal Engineering*, 31(6-7), pp.1013-1020.
- [77] Ventura, I., 2010. Evaporation heat transfer coefficients of ammonia with a small content of water in a plate heat exchanger in an absorption refrigeration machine. pp.6-11.
- [78] Östin, R. and Andersson, S., 1991. Frost growth parameters in a forced air stream. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 34(4-5), pp.1009-1017.